



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE AND MATERIAL HANDLING
ENGINEERING

ANALÝZA ŠÍŘENÍ VIBRACÍ SPOJENÝM STRUKTURÁLNĚ AKUSTICKÝM PROSTOREM

VIBRATION PROPAGATION ANALYSIS OF COUPLED STRUCTURE ACOUSTIC SPACE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN KOSTELNÍK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. PAVEL NOVOTNÝ, Ph.D.

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/2011

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Kostelník

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Analýza šíření vibrací spojeným strukturálně akustickým prostorem

v anglickém jazyce:

Vibration Propagation Analysis of Coupled Structure Acoustic Space

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Analyzovat šíření vibrací skrze strukturu a akustický prostor s využitím MKP. Danou úlohu řešit pro šíření vibrací od spalovacího tlaku na vnější plochy bloku motoru.

Cíle diplomové práce:

- 1) Analýza zdrojů hluku u spalovacího motoru
- 2) Analýza jednoduchého problému
- 3) Analýza jednoválcového bloku motoru
- 4) Závěr

Seznam odborné literatury:

- [1] MIŠUN, V. Vibrace a hluk. Vibrace a hluk. Brno: AKADEMICKÉ NAKLADATELSTVÍ CERM, s.r.o., 2005. s. (177 s.), ISBN 80-214-3060-5
- [2] HEISLER, H.A. Advanced Engine Technology. SAE 2002 [3] ANSYS Theory Reference. Release 11. ANSYS Inc
- [4] SCHLEGEL, J. Responsibility in NVH Development. In ATZ Technology. Volume 8. 07/2008
- [5] BEIDL, C., RUST, A., RASSER, M. Key Steps and Methods in the Design and Development of Low Noise Engines. SAE technical paper series. 1999-01-1745
- [6] MIKI, H., KUWAHARA, H. Approach Combined Numerical and Experimental Analysis for Motorcycle Engine Radiation Noise. SAE technical paper series. 2006-32-0086

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/2011.

V Brně, dne 19.11.2010

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Cílem diplomové práce je analyzovat průběh vibrací u spalovacího motoru, od spalovacího prostoru přes pevné strukturální prostředí, až po okraj bloku motoru. Poté analyzovat vznik hluku jakožto změny akustického tlaku v plynném akustickém prostředí obklopujícím pevnou strukturu bloku motoru. Byla provedena analýza jednoválcového bloku motoru při různých frekvencích a poloze pístu. Simulace šíření vibrací a tlakových vln byla provedena v programu ANSYS.

KLÍČOVÁ SLOVA

vibrace, hluk, blok, motor, ANSYS, metoda konečných prvků (MKP), výpočtové modelování, harmonická analýza, pevné strukturální prostředí, plynné akustické prostředí

ABSTRACT

The aim of this Master's thesis Vibration Propagation Analysis of Coupled Structure Acoustic Space is to analyze vibration propagation in combustion engine, from combustion space through solid structure to fluid surroundings. Then analyze the noise increase as pressure changing in fluid space around the solid structure. There was made a analyze of single piston engine in different frequency and piston location. A simulation of distribution of a pressure waves was made in an ANSYS application.

KEYWORDS

vibration, noise, engine, ANSYS, finite elements method (FEM), computer simulation, harmonic analysis, solid structure, fluid structure



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOSTELNÍK, J. *Analýza šíření vibrací spojeným strukturálně akustickým prostorem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 69 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Pavla Novotného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 10. května 2011

.....

Bc. Jan Kostelník



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto všem za cenné informace, rady a doporučení, zvláště pak svému vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Pavlu Novotnému, Ph.D. Dále děkuji své rodině za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	10
1 Základní pojmy a veličiny vibroakustiky	11
1.1 Základní pojmy	11
1.1.1 Vibrace a kmitání	11
1.1.2 Zvuk	12
1.1.3 Hluk	12
1.1.4 Mechanický hluk	12
1.1.5 Aerodynamický hluk	12
1.1.6 Strukturálně akustický systém	12
1.1.7 Vazby ve vibroakustickém systému stroje	13
1.1.8 Interakce struktura-fluid	14
1.2 Základní veličiny vibroakustiky	15
1.2.1 Vlnová délka	15
1.2.2 Rychlost šíření akustických vln	15
1.2.3 Podmínka pro vznik vlnění	17
1.2.4 Akustický tlak	17
1.2.5 Akustický výkon	17
1.2.6 Akustická intenzita	18
1.2.7 Hladiny akustických veličin	18
2 Motivace řešení problému	20
2.1 Negativní vliv vibrací a hluku	20
2.1.1 Ohrožení zdraví člověka	20
2.1.2 Ohrožení životního prostředí lidí a zvířat	22
2.1.3 Ohrožení správné funkce stroje	22
2.1.4 Ohrožení životnosti stroje	22
2.2 Pozitivní vliv vibrací a hluku	23
2.2.1 Bezpečnostní efekt	23
2.2.2 Identifikace závad či opotřebení	23
2.2.3 Usnutí za volantem, mikrospánek	23
2.2.4 Lepší vnímání rychlosti vozidla	23
2.2.5 Nevhodné zařazení rychlostního stupně	23
3 Cíle diplomové práce	24
4 Zdroj vibrací a hluku u pístových spalovacích motorů	25
3.1 Zdroj vibrací a hluku pro potřeby analýzy	25
4.1.1 Fourierova řada	26



4.1.2	Fourierova řada v amplitudově-fázovém zápisu.....	27
4.1.3	Výpočet Fourierovy řady	28
4.1.4	Závěr výpočtu	30
4.2	Umístění zdroje vibrací a hluku pro potřeby analýzy	30
4.2.1	Přepočet tlaků na liniové síly	31
5	Přenosové vlastnosti	33
5.1	Přenosové vlastnosti struktury	33
5.2	Přenosové vlastnosti akustického subsystému.....	33
6	Výpočtové modelování.....	34
6.1	Model geometrie	34
6.1.1	Model struktury	34
6.1.2	Model akustického prostředí.....	36
6.2	Model materiálů	38
6.2.1	Modely materiálů struktury	38
6.2.2	Model materiálu akustického prostředí.....	38
6.3	Harmonická analýza	39
6.3.1	Blok motoru s akustickým prostorem uvnitř bloku	39
6.3.2	Blok motoru s absencí akustického prostoru uvnitř bloku	46
6.3.3	Porovnání bloku motoru s akustickým prostorem a bez akustického prostoru uvnitř bloku.....	52
6.3.4	Horizontální analýza	53
6.3.5	Analýza při pohybu pístu	57
6.3.6	Výsledná hladina akustického tlaku od více zdrojů hluku	63
	Závěr	65
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	68



ÚVOD

Za provozu jakéhokoliv strojního zařízení vznikají povětšinou jako negativní důsledek vibrace a hluk. Jinak tomu není ani u pístových spalovacích motorů, jakožto zařízení pracujících na principu přeměňování chemické energie “uložené” v palivu na kinetickou energii pístu přenášenou mechanicky až na výstupní hřídel motoru.

Už z podstaty přeměny této energie, která probíhá rychle a opakovaně za vysokých teplot a tlaků, je zřejmé, že vznikne značné množství nechtěných vibrací a hluku, které je nutno redukovat jak vzhledem ke zbytku stroje, tak k osobě sedící uvnitř vozidla či obsluhující stroj, vozovce, okolnímu prostředí, či osobám umístěným mimo vozidlo a splňovat tak požadavky na zdraví a komfort člověka, ekologii nebo funkčnost a životnost stroje.

Dalším významným zdrojem vibrací a hluku v pístovém spalovacím motoru je mechanický přenos již spálením paliva získané kinetické energie pístu přes ojnici, klikový hřídel, až na výstupní hřídel motoru. Dále pak pohyby ventilů a speciální druh vibrací a hluku, tzv. aerodynamický hluk.

Neustále se zvyšující požadavky na životnost strojů, snižování poškození životního prostředí, kvalitu života v místech s nadměrným provozem a v neposlední řadě i pohodlí pro řidiče a ostatní osoby ve vozidle neustále motivují výrobce stále více a s větším důrazem redukovat vliv vibrací a hluku. A tak se i v technické praxi kromě experimentálních měření nově vyrobených prototypů motorů či strojů stále ve větší míře využívá počítačového modelování a simulací, díky nimž dochází ke značnému urychlení a zlevnění výroby nových, ale i modernizace stávajících pístových spalovacích motorů.

Abychom mohli začít snižovat úroveň hluku, je jako jeden z prvotních úkolů odhalit či odhadnout zdroje vibrací a hluku při provozu pístového spalovacího motoru a analyzovat jejich šíření od místa vzniku až na vnější povrch bloku motoru.

Jako hlavní zdroj vibrací a hluku bude v této práci považována změna tlaku ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikového hřídele, přičemž bude hlavním vstupním parametrem pro výpočtové modelování akustických vlastností.



1 ZÁKLADNÍ POJMY A VELIČINY VIBROAKUSTIKY

1.1 ZÁKLADNÍ POJMY

1.1.1 VIBRACE A KMITÁNÍ

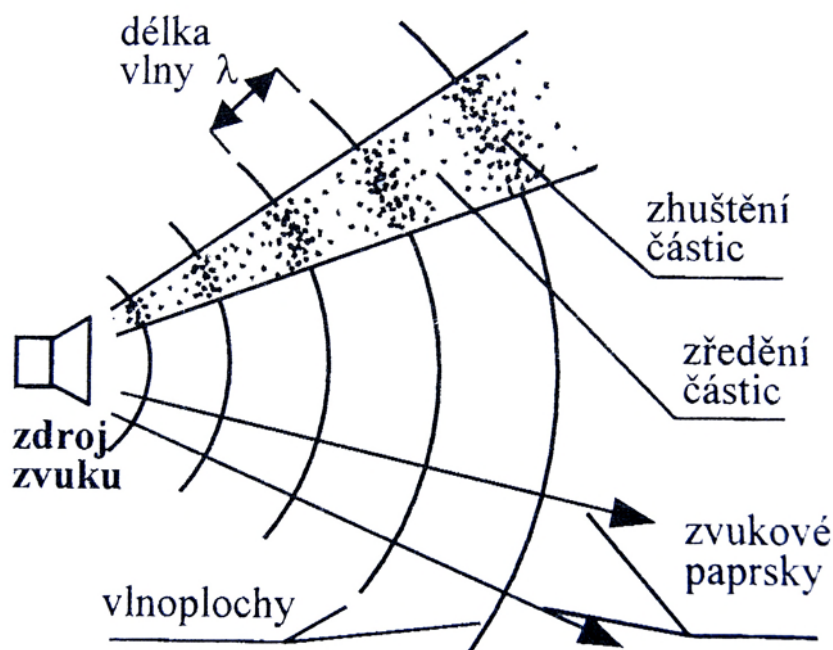
Vibrace pružných médií vznikají v důsledku časově proměnných silových účinků, působících v některých místech sledovaného média. Vibrace se pak šíří od zdroje do ostatních částí prostředí.

Mechanickými kmity pružného prostředí se přenáší mechanická energie kmitajících částic od zdroje prostřednictvím akustických vln – obr. 1. Vlnění od zdroje postupuje ve vlnoplochách ve směru zvukového paprsku a to tzv. rychlostí zvuku. Vlnoplochy jsou plochy v prostoru se stejnými akustickými veličinami. Zvukový paprsek je vždy kolmý na příslušné vlnoplochy.

Částice prostředí se s postupující akustickou vlnou zhušťují a zředňují. Částice kmitají kolem svých rovnovážných poloh a zásadně se nepohybují se šířící se vlnou. Podle toho, zda částice kmitají ve směru vlnění nebo kolmo k němu, dělíme vlnění na:

- podélné
- příčné

U plynů a kapalin se vyskytuje pouze vlnění podélné, neboť tyto látky jsou pružné pouze ve smyslu objemové stlačitelnosti. U materiálů pevných se vyskytuje vlnění podélné i příčné, protože tyto materiály vykazují pružnost nejenom v tahu a tlaku, ale i ve smyku. [1]



Obr. 1 Vlnění v pružném prostředí [1]



1.1.2 ZVUK

Základní příčinou zvuku je pohyb částic příslušného pružného prostředí v jeho některé oblasti. Zdrojem zvuku je tedy vymezená část prostředí, kde vzniká akustická energie a od které se tato energie šíří do okolního akustického prostředí (vzdušného, kapalného, poddajných těles). [1]

1.1.3 HLUK

Hlukem je nazýván jakýkoliv nežádoucí, obtěžující a rušivý zvuk. Je obtížné jinak definovat hluk, neboť velmi záleží na vztahu člověka k danému zvuku. Pro někoho může být daný zvuk nepříjemným hlukem, ale pro jiného příjemným a zábavným poslechem. Zvuk je proto obecnějším pojmem než je hluk. [1]

1.1.4 MECHANICKÝ HLUK

Příčiny vzniku akustické energie (hluku, zvuku) jsou mechanické kmity povrchů strojů, stěn budov, technologických zařízení respektive jejich částí a podobně. Kmitající povrch tělesa způsobí akustický rozruch kapalného, nejčastěji plynného prostředí a svoji mechanickou energii odevzdává akustickému prostředí. Akustická energie se pak prostřednictvím akustických vln dále šíří do celého akustického prostředí (subsystému). Akustická energie souvisí s rozměry kmitajícího tělesa, tvarem jeho povrchu a stavem jeho kmitání (frekvencí, amplitudou). [1]

1.1.5 AERODYNAMICKÝ HLUK

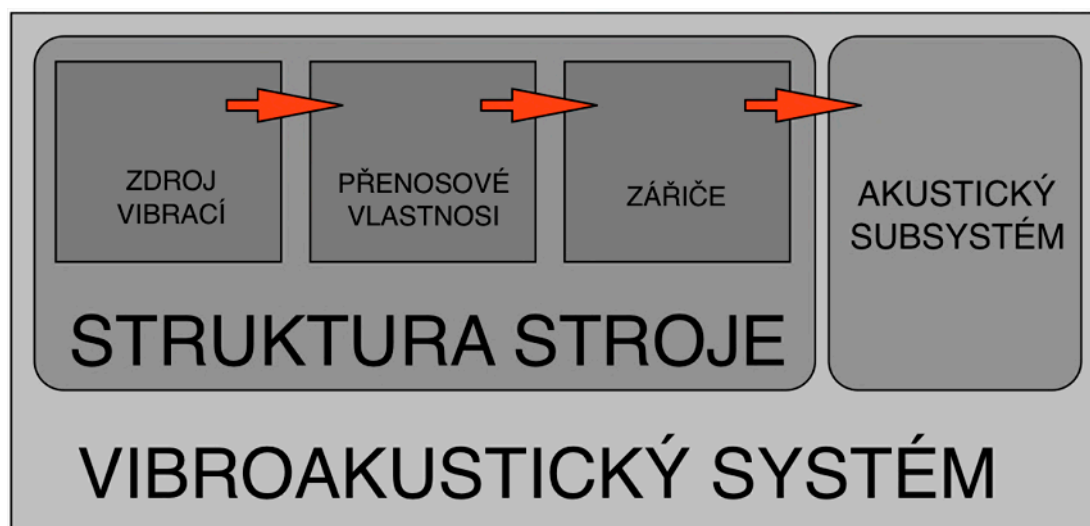
Je nestacionární proudění plynného nebo kapalného proudění, nebo kde dochází k významným změnám tlaku (vzniká tlakový spád) a tím dochází ke vzniku vlnění příslušného média (sání, výfuk, výbuch a pod.). [1]

1.1.6 STRUKTURÁLNĚ AKUSTICKÝ SYSTÉM

Strukturálně akustický systém (= vibroakustický systém) tvoří dva subsystémy:

- subsystém struktury
- akustický subsystém

Subsystém struktury je součástí stroje a obsahuje zdroj vibrací, přenosové vlastnosti a zářiče. [1]



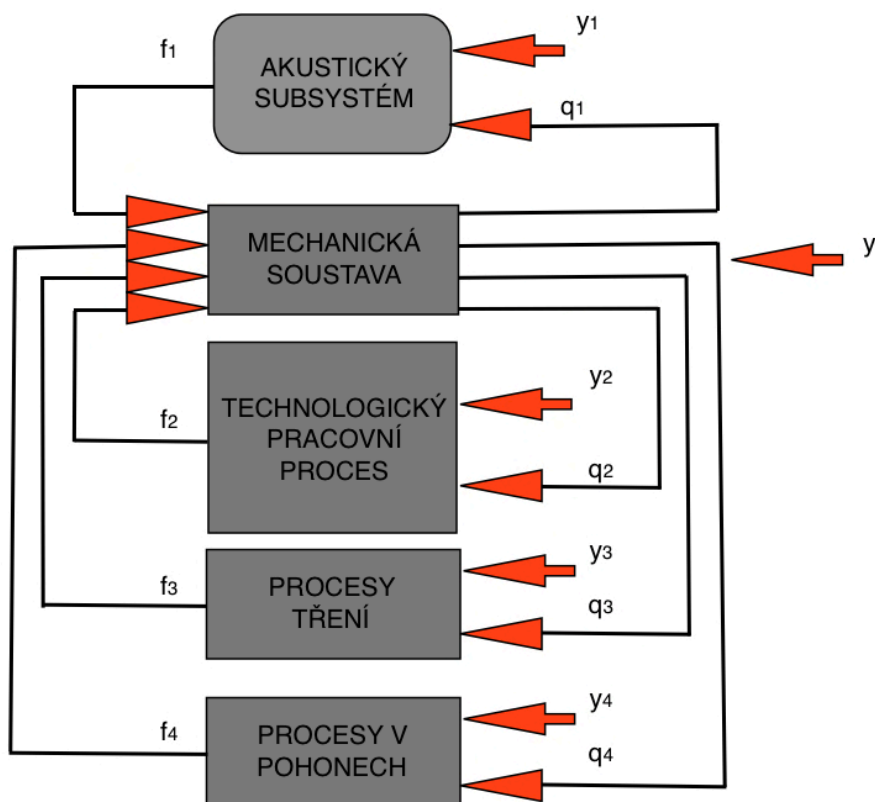
Obr. 2 Strukturálně akustický systém [1]

1.1.7 VAZBY VE VIBROAKUSTICKÉM SYSTÉMU STROJE

Vibrace a hluk jsou průvodními jevy pracovních procesů všech strojních zařízení. Během provozu jakéhokoliv stroje nebo zařízení probíhají v něm pracovní procesy, z nichž nejdůležitější je technologický pracovní proces.

Každé strojní zařízení je konstruováno k zajišťování jistého technologického pracovního procesu. Vazbu mezi pohonem a technologickým pracovním procesem zajišťuje mechanismus, jež je součástí mechanické soustavy zařízení. Transformuje výstupní veličiny pohonové jednotky na parametry a veličiny, zajišťující optimální podmínky pro vlastní technologický pracovní proces. Tyto vazby lze považovat za řízené, neboť je lze ovlivnit a definovat vložením vhodného regulačního členu do systému.

Se zvyšováním výkonnosti a produktivity strojů, jejich provozních otáček však vstupují do popředí i vazby neřízené, které se právě výrazně uplatňují při zvyšování hlučnosti strojů a dalších zařízení. Dynamické schéma vibroakustického systému stroje s neřízenými vazbami je na obr. 3, kde jednotlivé subsystémy a pracovní procesy jsou zobrazeny bloky, a spojovacími čarami jsou definovány příslušné vazby [1].



Obr. 3 Schéma dynamické soustavy stroje [1]

Kde jednotlivé sloupcové vektory jsou:

f_i – vektory veličin vystupujících z pracovních procesů a akustického subsystému

q_i – vektory veličin, vystupujících z mechanické soustavy

y_i – vektory vnějších veličin, vstupujících do jednotlivých bloků

Z každého bloku některé veličiny vystupují a vstupují do dalšího bloku. Vzhledem k tomu, že mechanická soustava reálných strojů je poddajná, je schopna přenášet deformace z jednoho místa struktury do ostatních míst. Touto skutečností dochází k vazbám mezi jednotlivými bloky.

K těmto vzájemným vazbám dochází v důsledku deformací v čase, tj. pohybů částí případně celé mechanické soustavy.

Při sledování hlučnosti strojů je nutno sledovat celý řetězec od vzniku vibrací přes přenosové cesty struktury stroje, dále zářiče akustické energie až po akustický subsystém – obr. 2 [1].

1.1.8 INTERAKCE STRUKTURA-FLUID

Při interakci struktura-akustické prostředí je nutno definovat vlastnosti akustického prostředí (tekutina, vzduch) a rovněž příslušné hraniční podmínky obou subsystémů.

Za akustické prostředí bude považováno vzdušné prostředí. Vzduch bude považován za neviskózní, nerotující fluidní prostředí s proměnnými tlaky po prostoru tohoto subsystému [1].



Pro akustickou analýzu jsou dále použity následující předpoklady:

- jedná se o malé pohyby, takže rychlost pohybu částic v se rovná první derivaci u , kde u je přemístění částic v uzlových bodech
- hybnost proudícího média se zanedbává, neboť proudění se nepředpokládá
- závislost hustoty na tlaku je lokálně lineární, prostředí je považováno za homogenní

1.2 ZÁKLADNÍ VELIČINY VIBROAKUSTIKY

1.2.1 VLNOVÁ DÉLKA

Vlnová délka je vzdálenost dvou po sobě časově následujících např. maxim kmitů vlny u sledovaného vlnění. Obecně je to vzdálenost mezi nejbližšími vlnoplochami se stejnými akustickými stavy kmitajících částic.

Lze ji také definovat jako vzdálenost, kterou urazí zvuková vlna za dobu jednoho kmitu, tedy periodu T – obr. 1. [1]

Je definována vztahem:

$$\lambda = \frac{c_v}{f} = \frac{1}{T} \quad (1)$$

kde jsou:

- f – frekvence vlnění
- c_v – rychlost šíření vlnění
- T – perioda vlnění

1.2.2 RYCHLOST ŠÍŘENÍ AKUSTICKÝCH VLN

V kapalinách a plynech se šíří pouze vlnění podélné, které je provázáno zhušťováním a zředováním částic prostředí. V pevných látkách vzniká i vlnění příčné a ohybové.

Pro rychlost šíření podélných akustických vln v tekutinách platí vztah [1]:

$$c_v = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (2)$$

kde jsou:

- K – modul objemové pružnosti kapaliny
- ρ – hustota prostředí

Pro plyny lze vztah upravit na tvar [1]:

$$c_v \equiv c_L = \sqrt{\mu \frac{p_b}{\rho}} \quad (3)$$



kde jsou:

c_L – rychlost šíření akustických vln pro vlnění podélné

μ – Poissonova konstanta

p_b – barometrický tlak

Za předpokladu adiabatické změny vzduchu během vlnění lze výraz pro samotný vzduch zjednodušit na tvar [1]:

$$c_v = 331,6 \sqrt{1 + \frac{t_{sc}}{273,1}} \quad (4)$$

kde je:

t_{sc} – teplota vzduchu ve [°C]

Ze vztahu (4) plyne, že rychlost šíření vlnění (rychlost zvuku) ve vzduchu, ale i ostatních plynech závisí pouze na jeho teplotě.

Určit rychlost šíření akustického vlnění v pevných látkách je velmi složitá. Lze odvodit vztahy pro [1]:

- podélné vlny, v tenkých tyčích:

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (5)$$

kde je:

E – modul pružnosti materiálu v tahu

- podélné vlny, v deskách:

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho} \frac{1}{1 - \mu^2}} \quad (6)$$

- příčné vlny:

$$c_T = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (7)$$

kde je:

G – modul pružnosti materiálu ve smyku

- ohybové vlny:

V tělesech - jako jsou tyče či desky, v nichž převládá jeden nebo dva rozměry proti ostatním, často dochází ke skládání podélného a příčného vlnění v tzv. ohybové vlnění, jež se šíří rychlostí [1]:

$$c_B = \sqrt{2\pi f} \cdot \sqrt[4]{\frac{4EJ}{\bar{m}}} \quad (8)$$

kde jsou:

J – moment setrvačnosti průřezu tyče

\bar{m} – hmotnost jednotkové délky tyče



Rychlost šíření ohybových vln je tedy závislá na materiálu, rozměru a frekvenci šířeného vlnění. Z hlediska šíření a vyzařování zvuku je tedy ohybové vlnění nejnebezpečnější, neboť při něm dochází k výraznému přenosu energie z kmitajícího povrchu tělesa do okolního vzdušného nebo kapalného prostředí [1].

1.2.3 PODMÍNKA PRO VZNIK VLNĚNÍ

Hlavní podmínkou pro vznik vlnění v určitém materiálu je, aby jeho nejdelší rozměr l byl minimálně roven poloviční délce příslušné vlny.

Pro podélné vlny musí platit [1]:

$$l \geq \frac{\lambda}{2} = \frac{c_L}{2f} \quad (9)$$

Ze vztahu (9) plyne, že pro běžné konstrukční materiály jsou rychlosti podélných vln c_L značně vysoké a tudíž nemůže u strojních zařízení běžných rozměrů podélné vlnění vzniknout. Mnohem nebezpečnější jsou z hlediska hluku vlny ohybové.

Vlnovou délku u ohybových vln vypočteme ze vztahu [1]:

$$\lambda_B = \frac{c_B}{f} = \sqrt{\frac{1,8c_L h}{f}} \quad (10)$$

1.2.4 AKUSTICKÝ TLAK

Zhušťování a zředování kmitajících částic prostředí odpovídá zvýšení či snížení tlaku v plynech a kapalinách. To znamená, že celkový tlak v daném prostředí se při šíření vln mění, tedy kolísá okolo původního statického nebo barometrického tlaku v ovzduší.

Za akustický tlak p je považována odchylka celkového tlaku od tlaku statického při vlnění v daném prostředí.

Akustický tlak při vlnění o frekvenci f a fázovém posuvu φ má tvar harmonické funkce [1]:

$$p(t) = p_0 \cdot \cos(\omega t + \varphi) = p_0 \cdot \cos(2\pi f t + \varphi) \quad (11)$$

kde je:

p_0 – amplituda akustického tlaku

Protože lidské ucho je citlivé na tlak vzduchu obecně, je samozřejmě citlivé i na akustický tlak. Z tohoto důvodu je akustický tlak veličina, která je obvykle měřena v inženýrské akustice.

1.2.5 AKUSTICKÝ VÝKON

Množství akustické energie, procházející za jednotku času myšlenou prostorovou plochou, nazýváme akustickým výkonem [1]:

$$P = \vec{F} \cdot \vec{v} = Fv = p v S \quad (12)$$

kde jsou:

v – rychlost kmitání částic

S – plocha

Vztah (12) platí pro rovinnou akustickou vlnu, kde jsou ve fázi akustický tlak a akustická rychlost.



Každý zdroj hluku je definován akustickým výkonem jakožto základním parametrem akustického výstupu. Je výhodnější definovat zdroj jeho akustickým výkonem než akustickým tlakem. Akustický tlak totiž závisí na vnějších faktorech, mezi něž patří např. vzdálenost od zdroje, orientace příjemce, teplotní a rychlostní gradient prostředí a podobně [1].

1.2.6 AKUSTICKÁ INTENZITA

Je vektorová veličina, popisující množství a směr toku akustické energie v daném místě prostředí. Vektor akustické intenzity je časově průměrovaný součin okamžitého akustického tlaku $p(t)$ a odpovídající okamžité rychlosti $v(t)$ kmitajících částic prostředí v témže místě [1]:

$$I = \overline{p(t) \cdot v(t)} \quad (13)$$

1.2.7 HLADINY AKUSTICKÝCH VELIČIN

Lidské ucho je schopno registrovat akustický tlak, jakožto základní akustickou veličinu ve značně širokém rozsahu. Pro průměrného zdravého člověka je spodní (prahová hodnota slyšení) hodnota akustického tlaku při frekvenci 1000 Hz okolo 20 μPa . Tato hodnota byla použita jako referenční hodnota, od které byly odvozovány referenční hodnoty dalších akustických veličin. Nejvyšší hodnota akustického tlaku, při kterém člověk začíná pociťovat bolest sluchového orgánu, je okolo 100 Pa (prahová hodnota bolesti).

Takže poměr těchto dvou mezních hodnot je přibližně 1:1000 000, což je značně velké rozmezí hodnot. Navíc lidské ucho nereaguje lineárně na zvukový podnět, ale jeho vnímání je úměrné logaritmu tohoto podnětu. Z těchto důvodů se začala používat logaritmická měřítka pro všechny akustické veličiny. Byla zavedena praktičtější vyjádření akustických parametrů jako dekadický logaritmus poměru sledované veličiny k příslušné referenční hodnotě.

Takovéto vyjádření akustických veličin se nazývají hladiny akustických veličin a jsou definovány vztahy [1]:

$$L = \log \frac{A}{A_R} = \text{hodnota porovnávané veličiny} / \text{hodnota referenční} \quad (14)$$

Jednotkou hladiny je bel, ale vzhledem ke značné šíři této jednotky se používá jednotka desetkrát menší, tedy decibel [dB].

Jednotlivé hladiny akustických veličin jsou definovány:

- hladina akustického výkonu:

$$L_W = 10 \cdot \log \frac{W}{W_0} \quad (15)$$

kde W je hodnocený akustický výkon a $W_0 = 10^{-12} \text{ W}$ je referenční hodnota.



- hladina akustické intenzity:

$$L_I = 10 \cdot \log \frac{I}{I_0} \quad (16)$$

kde I je měřená akustická intenzita a $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ je referenční hodnota.

- hladina akustického tlaku:

$$L_p = 20 \cdot \log \frac{p}{p_{0r}} \quad (17)$$

kde p je akustický tlak v daném bodě akustického prostoru a $p_{0r} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ je referenční prahová hodnota.



2 MOTIVACE ŘEŠENÍ PROBLÉMU

Nalezení zdroje vibrací, hluku a jejich průběhu od zdroje na vnější plochy bloku motoru je motivováno nejprve určením místa zdroje, průběhu a chováním vibrací, s cílem je pokud možno vhodně redukovat co nejtěsněji po jejich vzniku (protože zcela odstranit je z prostředí není možné), aby nedošlo k jejich nežádoucímu přenášení na zbytek stroje. Dále pak zjistit místa nejvíce vibracemi ohrožená, kde by mohlo dojít k případné poruše materiálu či únavě, popřípadě nalézt místa tlumící vibrace a hluku, či naopak místa umožňující snadné šíření vibrací a hluku.

Důraz bude kladen na analýzu a řešení hluku a vibrací způsobených mechanickými kmity strojního zařízení, tedy na mechanický hluk (jinak nazýván též strukturálním hlukem).

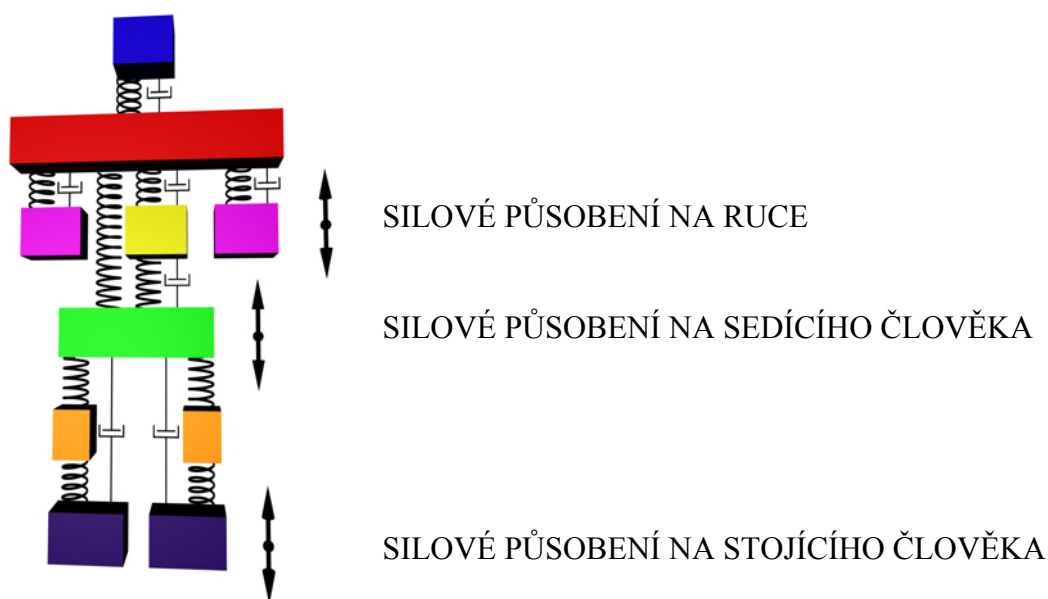
U reálných strojních zařízení dochází ke vzniku hluku a vibrací často ze dvou příčin (viz. kapitoly 2.2.1 a 2.2.2). Všechny dílčí vzniklé vibrace a hluky jsou rozdílné svým frekvenčním složením, intenzitou a směrovým působením, vždy se však šíří díky vlnění příslušného akustického média dále od původního zdroje.

Vibrace a hluk mají jak negativní tak pozitivní vliv. Motivací je vhodné redukování negativních vlivů při vhodném zachování pozitivních vlivů.

2.1 NEGATIVNÍ VLIV VIBRACÍ A HLUKU

2.1.1 OHROŽENÍ ZDRAVÍ ČLOVĚKA

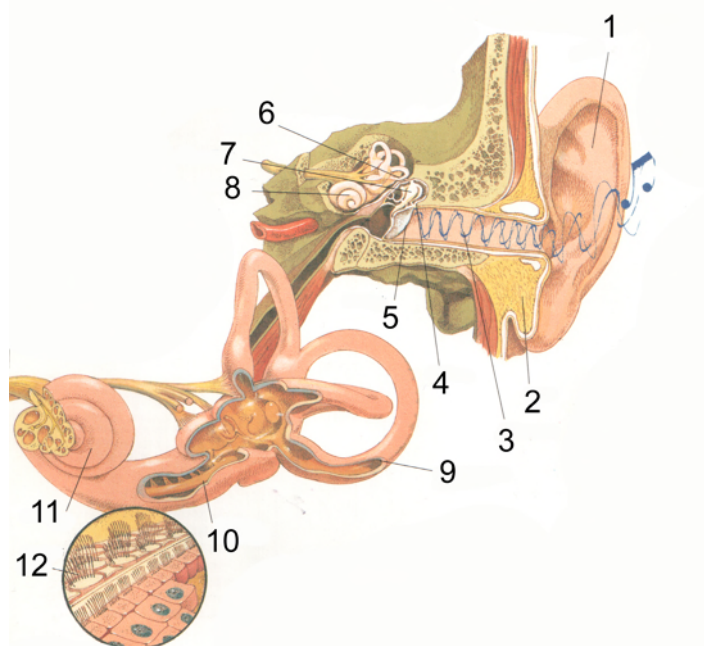
Člověk může být vystaven působení vibrací buď lokálně (ruční řetězová pila,...) nebo celkově (uvnitř dopravního prostředku). Nejcitlivěji vnímá vibrace dutina břišní viz. obr. 4 žlutý blok (rezonanční kmitočet 3 až 6 Hz ve svislém směru). Reálné lidské tělo můžeme nahradit pro potřeby analýzy vertikálních pohybů mechanickou soustavou, použitelnou přibližně do frekvence 100 Hz. [1]



Obr. 4 Lidské tělo jako mechanická soustava [1]



Zdraví člověka však většinou více ohrožuje hluk, nežli vibrace. Negativní účinky hluku se projevují zejména v oblasti sluchového orgánu obr. 5, nejčastěji pak dochází k posunu sluchového prahu slyšitelnosti.



Obr. 5 Sluchový orgán [9]

1 – boltec, 2 – kost, 3 – zvukovod, 4 – kladívko, 5 – bubínek, 6 – třmínek, 7 – kovádlinka, 8 – hlemýžď, 9 – polokruhovitý kanálek, 10 – tekutina v hlemýždi, 11 – hlemýžď, 12 – vláskové buňky

Akustické signály okolního prostoru zachycuje nejdříve vnější ucho s bubínkem, který tvoří mechanickou překážku ve zvukovodu. Vnější a střední ucho zachycuje vzdušné zvukové vlny a usměrňuje je do tekutinou naplněného ušního závitu vnitřního ucha, které působí jako mechanický převodník měnící signál mechanických kmitů na nervové impulsy. Tyto jsou pak nositeli akustických informací do mozku. Střední ucho mechanicky přenáší chvění bubínku do ucha vnitřního, skládá se ze tří malých kůstek (kladívko, kovádlinka a třmínek), pracuje jako mechanický systém pák s mechanickým zesílením rovném přibližně hodnotě 3.

Závěrečná vazba mezi akustickou událostí a nervovým impulsem se odehrává ve vnitřním uchu, které je tvořeno dvěma podélnými kanálky oddělenými basilární membránou, jsou to polokruhové kanálky, které zajišťují rovnováhu člověka, a dále je tvořeno z cochley, v níž je zajištěno vlastní slyšení.

Jestliže třmínek, reagující na akustický podnět, pohybuje oválným okénkem, pak se vzruch v tekutině šíří dál vnitřkem horního kanálku přes helicotrema do spodního kanálku.

Během průchodu vzruchu kanálky se basilární membrána deformuje. Na jejím povrchu jsou tisíce mimořádně citlivých vlasových nervových buněk, registrujících tyto deformace a pak je transformují na nervové impulsy.

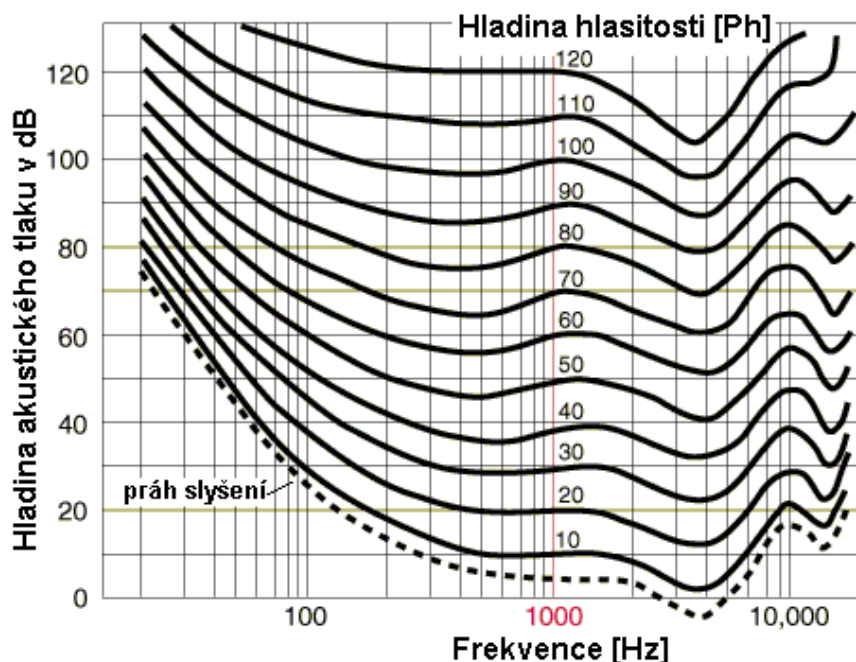
Lidské ucho vnímá zvuky v rozsahu kmitočtů 20 Hz až 20 kHz. Všechny slyšitelné zvuky co do jejich intenzity leží mezi prahem slyšení a prahem bolesti (hranice slyšení a hranice bolesti). [1]

Mezi významné negativní dopady hluku patří také psychické poruchy, jejichž projevem může být podrážděnost, apatie a celková nervozita. V některých případech je možná



ztráta rovnováhy.

Lidský sluchový orgán nemá lineární vlastnosti pro všechny veličiny, jimiž lze zvuk popsat. Proto je měření a hodnocení značně složité. Aby bylo dosaženo jednoty, byl mezinárodně normován svazek křivek stejné hladiny hlasitosti obr. 6. Tyto křivky byly získány jako výsledek vyhlazených statistických vlastností většího počtu lidí s normálním slyšením. [1]



Obr. 6 Křivky stejné hladiny hlasitosti [1]

2.1.2 OHROŽENÍ ŽIVOTNÍHO PROSTŘEDÍ LIDÍ A ZVÍŘAT

Nadměrné působení vibrací způsobených provozem motorových vozidel nebo i výrobních strojů v továrnách má negativní dopad zejména ve větších městech na statiku budov, historické památky, ale i mimo město na životní prostředí zvířat či přírodní bohatství a přírodní památky.

Vibrace spolu s působením větru a vody (děšť) výrazně urychlují půdní erozi.

Působení hluku v některých oblastech přímo znemožňuje dlouhodobější pobyt lidí či zvířat bez způsobení trvalých negativních následků na zdraví.

2.1.3 OHROŽENÍ SPRÁVNÉ FUNKCE STROJE

Velmi nepříznivý vliv na funkci stroje a jeho součástí mají především vibrace, hluk většinu strojních zařízení nijak neohrožuje. Vibrace někdy až kriticky zhoršují podmínky správné funkce pracovních strojů, výrobních procesů a technologických pracovních procesů. Zhoršují například kvalitu opracovávaných ploch či kvalitu výrobků.

2.1.4 OHROŽENÍ ŽIVOTNOSTI STROJE

Vibrace stroje mohou způsobovat významné dynamické namáhání včetně vzniku únavových poruch – čímž dochází ke snížení spolehlivosti stroje a zhoršení jeho životnosti.



2.2 POZITIVNÍ VLIV VIBRACÍ A HLUKU

2.2.1 BEZPEČNOSTNÍ EFEKT

Bezpečnostní efekt se uplatní především v případech, kdy člověk přijde ke stroji a ihned intuitivně bez jakéhokoliv přemýšlení díky vibracím či hluku ví, zda je stroj v chodu, či vypnut (automobil, motocykl, soustruh, ruční řetězová pila, atd.).

2.2.2 IDENTIFIKACE ZÁVAD ČI OPOTŘEBENÍ

Poruchové stavy se dají identifikovat na základě porovnání diagnostikou naměřených stavů se vzorovými průběhy (etalony) dobrého stavu. [2]

Nejen v diagnostice, ale i zkušený řidič či člověk pracující s jedním konkrétním strojem dlouhodobě dokáže bez problémů identifikovat například opotřebení brzd, špatnou funkci ložisek, atd.

2.2.3 USNUTÍ ZA VOLANTEM, MIKROSPÁNEK

Vhodným nastavením vibrací a hluku při návrhu automobilu či jiného stroje je možné výrazně ovlivnit, zda bude mít řidič sklon k mikrosnánku, či nikoliv.

2.2.4 LEPŠÍ VNÍMÁNÍ RYCHLOSTI VOZIDLA

Postupně se zvyšováním otáček/rychlosti vozidla dochází většinou i ke postupnému zvyšování vibrací a hluku, díky čemuž je řidiči/obsluze umožněno lépe vnímat rychlost či otáčky stroje.

2.2.5 NEVHODNÉ ZAŘAZENÍ RYCHLOSTNÍHO STUPNĚ

Při nevhodném zařazení rychlostního stupně u motorového vozidla zpravidla řidič jako prvotní zpětnou vazbu uslyší nadměrné působení hluku či nepříjemné působení vibrací, například v případě jízdy na motocyklu nebo v automobilu.



3 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Prvotním cílem této diplomové práce bude zpracovat známý zdroj vibrací a hluku tak, aby jej bylo možné použít pro potřeby analýzy. Především tedy průběh změny tlaku p ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikového hřídele.

Dále pak vytvoření modelu skládajícího se ze dvou hlavních částí: modelu struktury a modelu akustického subsystému.

Pro vytvoření modelu struktury bloku motoru budou jako výchozí zdroj informací použity výrobní výkresy dodané vedoucím diplomové práce. Na model struktury bude aplikováno buzení.

Model akustického subsystému bude vytvořen jako okolí modelu struktury.

Z důvodů posouzení různých vlivů na vznik a šíření vibrací a hluku bude nutné namodelovat více situací ve kterých se bude struktura či akustický subsystém nacházet (posuv pístu, dutiny uvnitř struktury).

Pomocí modelu akustického subsystému bude sledováno a posouzeno šíření tlakových změn během buzení struktury.



4 ZDROJ VIBRACÍ A HLUKU U PÍSTOVÝCH SPALOVACÍCH MOTORŮ

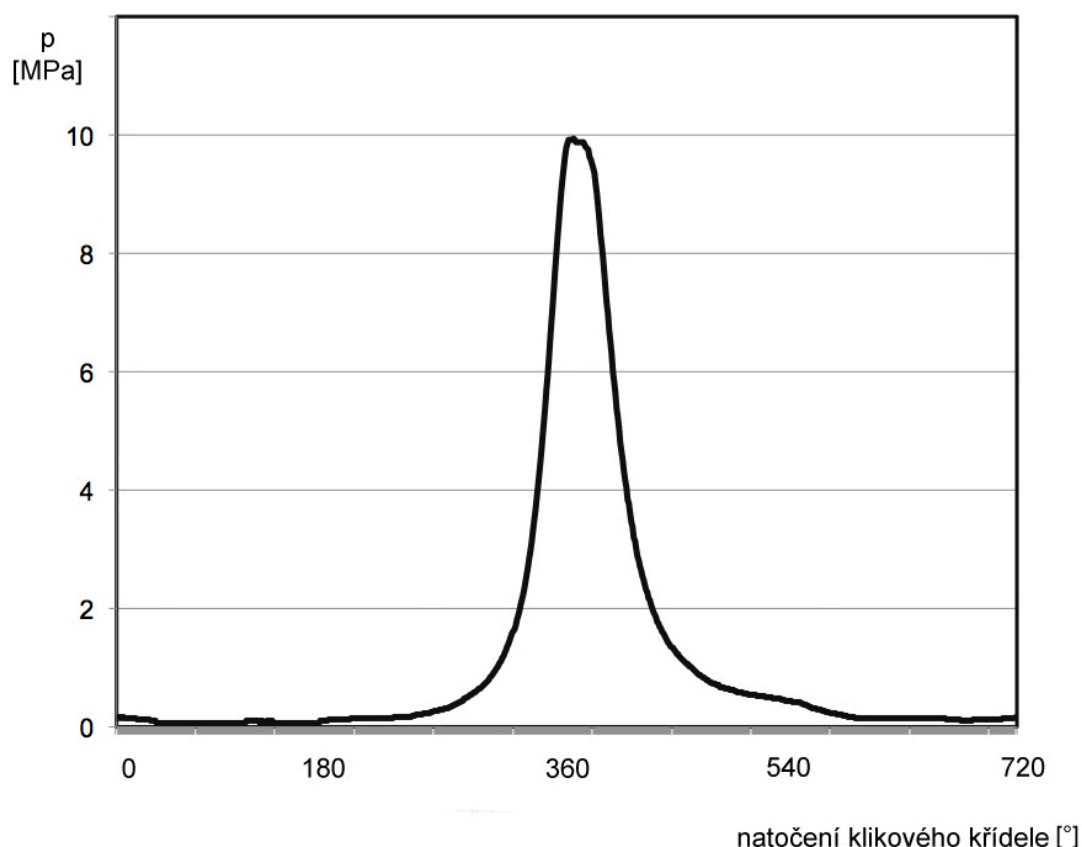
Zdroj vibrací a hluku se u pístových spalovacích motorů nachází uvnitř struktury stroje, především ve spalovacím prostoru, kde dochází k přeměňování chemické energie „uložené“ v palivu na kinetickou energii pístu.

Už z podstaty přeměny této energie, která probíhá rychle a opakovaně za vysokých teplot a tlaků, je zřejmé, že vznikne značné množství nechtěných vibrací a hluku.

Dalším významným zdrojem vibrací a hluku u pístových spalovacích motorů je mechanický přenos již spalováním paliva získané kinetické energie pístu přes ojnici, klikový hřídel, až na výstupní hřídel motoru, dále pak pohyby ventilů a speciální druh vibrací a hluku, tzv. aerodynamický hluk.

3.1 ZDROJ VIBRACÍ A HLUKU PRO POTŘEBY ANALÝZY

Pro potřeby analýzy je jako zdroj vibrací použit průběh změny tlaku p ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikového hřídele. Tento průběh je zadán tabulkou a vykreslen grafem na obr. 7.



Obr. 7 Závislost tlak – natočení klikového hřídele



Aby bylo možné provést analýzu jako harmonickou, je zapotřebí provést rozklad obecné křivky závislost tlak – natočení klikového hřídele na její základní složky (stejnoseměrnou složku a řadu goniometrických funkcí sinus a kosinus), tzv. Fourierovou řadou.

4.1.1 FOURIEROVA ŘADA

Slouží k zápisu jakéhokoliv periodického průběhu pomocí goniometrických funkcí sinus a kosinus a stejnosměrné složky. Pomocí této řady lze rozložit i značně komplikované funkce, které by jinak byl problém zobrazit.

Je trigonometrickou, nekonečnou, funkční řadou ve tvaru: [5]

$$\frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos kx + b_k \sin kx) \quad (18)$$

kde a_0 , a_k , b_k jsou konstanty (koeficienty). Přitom n -tý částečný součet řady (18):

$$S_n(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^n (a_k \cos kx + b_k \sin kx) \quad (19)$$

se nazývá trigonometrický polynom stupně n . [5]

Dá-li se nějaká funkce $f(x)$ vyjádřit trigonometrickou řadou (18), takže platí:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos kx + b_k \sin kx) \quad (20)$$

říkáme, že jsme funkci $f(x)$ rozvinuli v trigonometrickou řadu. Neperiodické funkce lze rozvinout pouze v nějakém intervalu délky 2π . Mimo tento interval nabývá totiž funkce definovaná řadou (18) hodnot periodicky se opakujících, což u neperiodické funkce není. [5]

Koeficienty a_0 , a_k , b_k se nazývají Eulerovy-Fourierovy vzorce a je možné je určit ze vztahů: [5]

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) dx \quad (21)$$

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \cos kx dx \quad (22)$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} f(x) \sin kx dx \quad (23)$$



Pro výpočet koeficientů a_0 , a_k , b_k je tedy potřeba znát matematický zápis funkce $f(x)$.

V našem případě, kdy není znám přesný matematický zápis funkce, ale jsou známy přesné funkční hodnoty v určitých bodech funkce (hodnoty y_k), je možné integrál nahradit přibližným numerickým výpočtem výsledné plochy integrálu. Nejprve je rozdělena perioda signálu 2π na konečný počet stejných dílků s velikostí:

$$\Delta x = 2\pi/c \quad (24)$$

a v jejich bodech určena hodnota y_k . Pro každý dílek vynásobena hodnota funkce y_k sinem či kosinem příslušného úhlu $k \cdot x_k$. Po vynásobení hodnotou Δx obdržena plocha obdélníku o šířce Δx a výšce, kterou představuje hodnota vypočtené funkce. Sečtením těchto obdélníků je získána přibližná hodnota hledaného integrálu. Tato metoda se proto nazývá obdélníková. [6]

Čím použijeme větší počet dílků, tím je výsledek přesnější. Zároveň se nám ale zvětšuje množství potřebných výpočtů.

Pro určení n harmonických průběhů je nutné volit počet dílků:

$$c \geq 2n + 2. \quad (25)$$

Výhody numerické metody jsou zřejmé. Metoda je univerzální, lze ji použít bez znalosti matematického zápisu funkce, je možné ji aplikovat přímo na naměřené hodnoty. V případě sestavení počítačového programu například v systémech Mathcad či Excel je možné během chvíle opakovat rozklad na harmonické funkce (a stejnosměrnou složku) i jiných průběhů.

Protože všechny obdélníky mají stejnou šířku, je použit vzorec pro výpočet koeficientů a_0 , a_k , b_k ve tvaru:

$$a_0 = \frac{2}{c} \sum_{k=1}^c y_k \quad (26)$$

$$a_k = \frac{2}{c} \sum_{k=1}^c y_k \cos kx_k \quad (27)$$

$$b_k = \frac{2}{c} \sum_{k=1}^c y_k \sin kx_k \quad (28)$$

4.1.2 FOURIEROVA ŘADA V AMPLITUDOVĚ-FÁZOVÉM ZÁPISU

V kapitole 4.1.1 je Fourierova řada zobrazena pomocí stejnosměrné složky, funkce sinus a kosinus (20). Pro potřeby analýzy je vhodnější rozložit funkci $f(x)$ pomocí amplitud (A_k), fází (φ_k) a stejnosměrné složky A_0 ve tvaru: [7]

$$f(x) = A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (A_k \cos(k\omega x - \varphi_k)) \quad (29)$$



kde jsou:

$$A_0 = \frac{a_0}{2} \quad (30)$$

$$A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2} \quad (31)$$

$$\varphi_k = \arctan \frac{b_k}{a_k} \quad \text{pro } a_k \geq 0 \quad (32)$$

$$\varphi_k = \arctan \frac{b_k}{a_k} + \pi \quad \text{pro } a_k < 0 \quad (33)$$

4.1.3 VÝPOČET FOURIEROVY ŘADY

Pro rozklad funkce dané tabulkou a grafem (obr. 7) na harmonické funkce je rozdělena perioda signálu 2π na 40 stejných dílků ($c = 40$).

Velikost jednoho dílku je tedy podle (24):

$$\Delta x = \frac{2\pi}{c} = \frac{2\pi}{40} \approx 0,15708 \text{ rad}$$

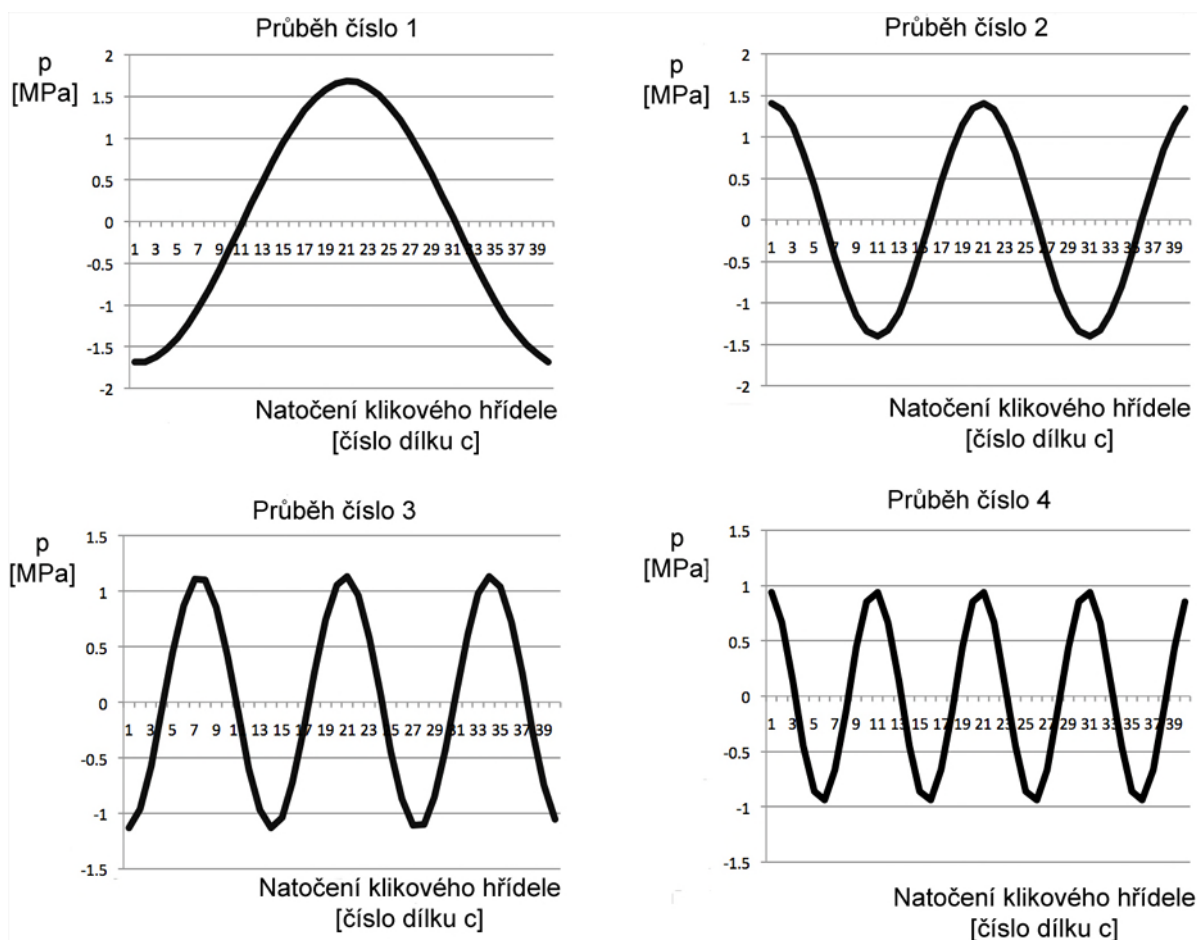
Dle (25) je rozložitelná funkce až na 19 různých harmonických průběhů.

Dle (26), (27) a (28) je za použití systému Excel vypočítán koeficient a_0 , a pro 19 harmonických průběhů koeficienty a_k , b_k . Celkově tedy 39 koeficientů.

Dle (30) je vypočtena amplituda stejnosměrné složky a dle (31) amplitudy 19ti harmonických složek.

Dle (32) nebo (33) je vypočtena fáze harmonických průběhů.

Spočítáním jednotlivých členů z rovnice (29), dosazením úhlů za ωx v rovnici jsou získány jednotlivé průběhy harmonických složek a stejnosměrné složky původní funkce $f(x)$ dané tabulkou.



Obr. 8 První 4 harmonické průběhy

Tab. 1 Vypočtené amplitudy a fáze jednotlivých průběhů tlaků

Průběh číslo	Amplituda p	Fáze
	[MPa]	[-]
0	1.024541045	-
1	1.685678368	3.328186399
2	1.403947757	0.298303466
3	1.133521073	3.521918974
4	0.952252645	0.459412353
5	0.779070634	3.712532309
6	0.629021824	0.682247023
7	0.495319332	3.921879793
8	0.402938283	0.845747578
9	0.321237887	4.085987383
10	0.249839687	1.011639862
11	0.183303514	4.210577907
12	0.14004439	0.895703808
13	0.105495967	3.985382447
14	0.088769735	0.450143406
15	0.10453374	3.085691558
16	0.161179879	-0.18645441
17	0.216019603	2.946707807
18	0.265926244	-0.184352
19	0.347658069	3.009906284



4.1.4 ZÁVĚR VÝPOČTU

Vykreslení součtu harmonických průběhů a stejnosměrné složky tlaků vypočítaných dle rovnice (29) je možné porovnat s vykreslením původní funkce zadané naměřenými hodnotami zobrazené na obr. 7.

Funkci složenou ze součtu harmonických funkcí a stejnosměrné složky je možné pro potřeby analýzy použít – průběh dostatečně vystihuje „charakter“ křivky a v oblastech maximálního tlaku dostatečně přesně odpovídá původní funkci zadané naměřenými hodnotami.

Ke stejnému závěru dospějeme i při porovnání číselných hodnot maximálních tlaků, kdy je maximální tlak původní, naměřené funkce roven 9,939 MPa a maximální tlak funkce složené ze součtu harmonických průběhů a stejnosměrné složky 9,536 MPa, což je při použití konečného počtu harmonických průběhů dostatečně přesná hodnota.

4.2 UMÍSTĚNÍ ZDROJE VIBRACÍ A HLUKU PRO POTŘEBY ANALÝZY

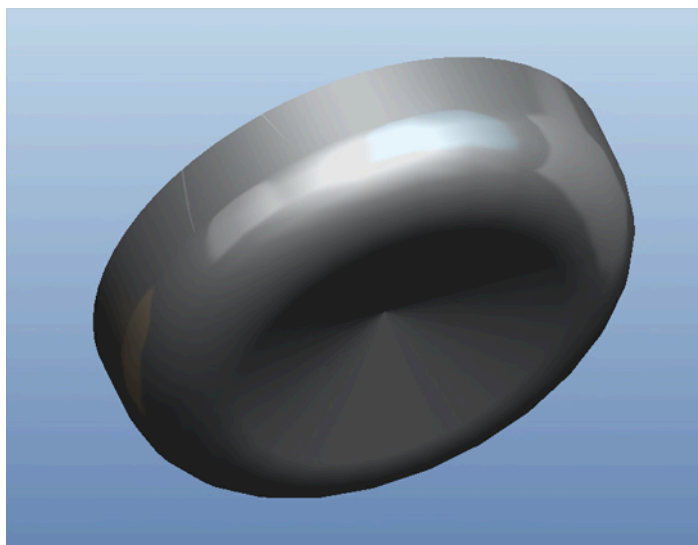
Hlavní zdroj vibrací a hluku pro potřeby analýzy - průběh změny tlaku v závislosti na natočení klikového hřídele se nachází ve spalovacím prostoru motoru.

Spalovací prostor v případě této práce, kdy je použit jeden válec čtyřválcového vznětového motoru, je nedělený, ohraničený především dnem pístu, dále pak hlavou válce, talířkem ventilů popřípadě ústěním vstřikovače.



Obr. 9 Model čtyřválcového bloku motoru

V případě prostorové 3D analýzy by bylo možné aplikovat vypočtené amplitudy a fáze jednotlivých harmonických průběhů a stejnosměrné složky změny tlaku ve spalovacím prostoru (obr. 10) v závislosti na natočení klikového hřídele přímo ve spalovacím prostoru.



Obr. 10 Tvar spalovacího prostoru pro 3D analýzu (píst v horní úvrati)

Pro případ plošné 2D analýzy je zapotřebí vypočtené amplitudy jednotlivých harmonických průběhů a stejnosměrné složky změny tlaku přepočíst na tzv. liniové síly, aby je bylo možné aplikovat v osově symetrické úloze.

4.2.1 PŘEPOČET TLAKŮ NA LINIOVÉ SÍLY

Amplitudy tlaků dané tabulkou 1 jsou přepočtené na liniové síly q^{1D} dle vzorce: [8]

$$q^{1D} = q^{2D} \cdot b \quad (34)$$

kde jsou:

q^{2D} – plošné síly, tlaky vyjádřené v $[N \cdot m^{-2}]$ v tab. 1 amplitudy p
 b – zatěžovací šířka $[m]$

Zatěžovací šířka b je vypočtena jako „druhý“ délkový rozměr při znalosti obsahu povrchu spalovacího prostoru a „prvního“ délkového rozměru, na který bude aplikováno zatížení liniovými silami.

Obsah povrchu S spalovacího prostoru je vypočten pomocí analýzy v programu Pro/Engineer a první délkový rozměr l je odečten z výrobních výkresů.

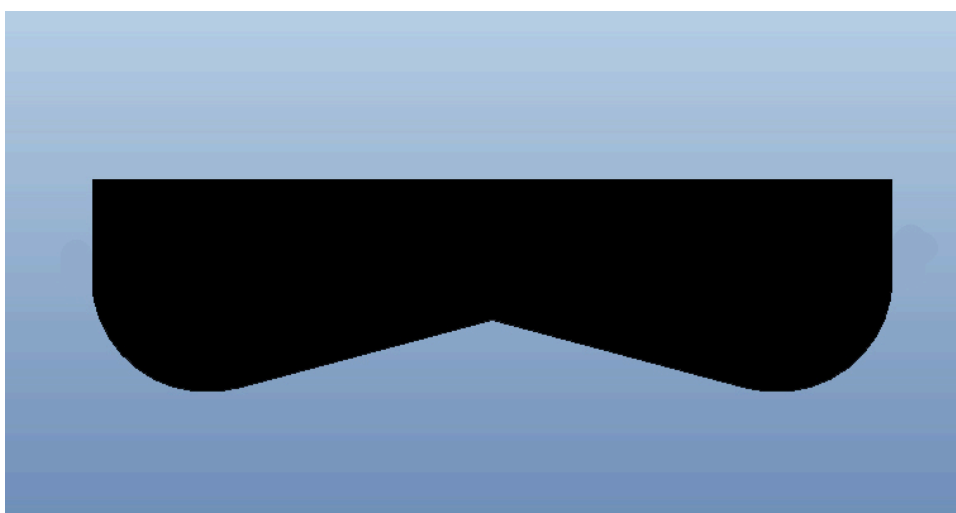
$$\begin{aligned} S &= 9638,26 \text{ mm}^2 \\ l &= 160,80 \text{ mm} \\ b &= 59,94 \text{ mm} \end{aligned}$$

Dle vzorce (34) vypočtené amplitudy liniových sil q^{1D} jsou uvedeny v tab. 2 a je možné je společně s vypočtenými fázemi aplikovat v rovinné úloze po obvodu spalovacího prostoru na obr. 11.



Tab. 2 Vypočtené amplitudy a fáze jednotlivých průběhů liniových sil

Amplituda q^{1D}	Fáze
$[N.m^{-1}]$	$[-]$
61410.3755	-
101038.55	3.3281864
84151.7862	0.29830347
67942.573	3.52191897
57077.4522	0.45941235
46697.0263	3.71253231
37703.1907	0.68224702
29689.1436	3.92187979
24151.8789	0.84574758
19254.8062	4.08598738
14975.2409	1.01163986
10987.1027	4.21057791
8394.17673	0.89570381
6323.36497	3.98538245
5320.80467	0.45014341
6265.68963	3.08569156
9661.02522	-0.18645441
12948.0854	2.94670781
15939.4595	-0.184352
20838.416	3.00990628



Obr. 11 Tvar spalovacího prostoru pro 2D analýzu (píst v horní úvrati)



5 PŘENOSOVÉ VLASTNOSTI

Pomocí vlastností a vazeb strukturálně-akustického systému dochází k transformaci vstupních veličin pohonové jednotky na akustické veličiny. Tyto vazby jsou považovány za řízené. Lze je ovlivnit a definovat vložením vhodného regulačního členu do systému.

Před sestavením vibroakustického systému je vhodné minimalizovat skutečný počet veličin jen na ty, které definují pouze podstatné okolnosti z hlediska řešeného problému.

V této práci je řešen problém, kdy z vypočítaných budících účinků (změny tlaku p ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikového hřídele) jsou hledány odezvy (posuvy, vibrace) na vnějších plochách bloku motoru a následně posouzeny odezvy v akustickém prostoru (akustické tlaky, akustická intenzita).

5.1 PŘENOSOVÉ VLASTNOSTI STRUKTURY

Vlastnosti struktury jsou dány především rozměry, tvarem, topologií a materiálovými charakteristikami. Popisují je především: modul pružnosti materiálu v tahu E , Poissonova konstanta μ a hustota ρ .

Dále pak jsou vlastnosti struktury určeny místem uchycení struktury, popřípadě zamezením pohybů.

5.2 PŘENOSOVÉ VLASTNOSTI AKUSTICKÉHO SUBSYSTÉMU

Akustický subsystém je okolí - vzdušné prostředí.

Popsané může být řadou veličin jako jsou teplota, tlak, vlhkost, viskozita, atd. Z hlediska řešeného problému jsou podstatné pouze tlak, hustota a rychlost zvuku.

6 VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ

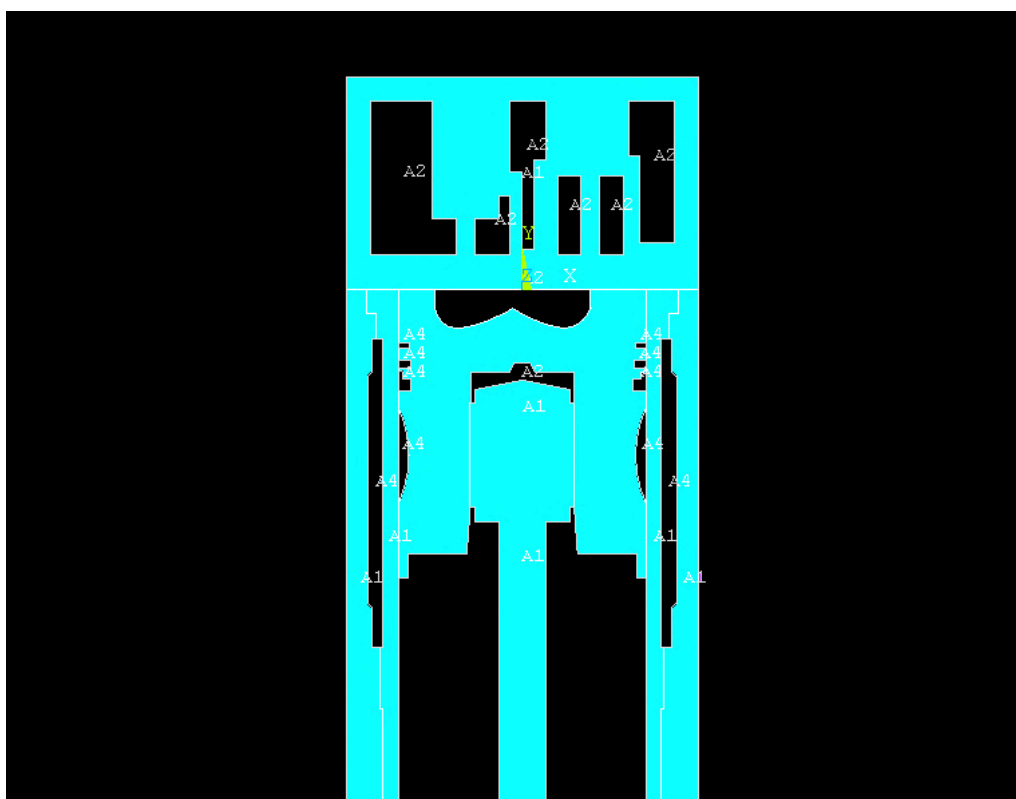
6.1 MODEL GEOMETRIE

Aby akustické výpočty co nejvíce odpovídaly skutečnosti, je zapotřebí na základě výkresů vytvořit věrný model blížíci se reálnému bloku motoru. Takový model by však byl značně složitý na modelování a náročný na výpočetní čas. Také síť metody konečných prvků by obsahovala značné množství prvků a výpočet by nebylo možné s dostupným počítačovým vybavením realizovat.

6.1.1 MODEL STRUKTURY

Podkladem pro vytvoření modelu geometrie struktury jsou výrobní výkresy pístu, vložky válce, hlavy válce a ojnice. Výkresy obsahují různé konstrukční detaily, které nejsou z hlediska akustických výpočtů tolik podstatné (drobná zaoblení, rádiusy, atd.), jen by prodlužovaly výpočetní čas. Proto je konstrukce modelu struktury zjednodušena.

Namodelování bloku motoru je provedeno v programu ANSYS 11, přičemž je model zjednodušen a některé konstrukční prvky spojeny v jeden celek, např. ventily a hlava válce (obr. 12).

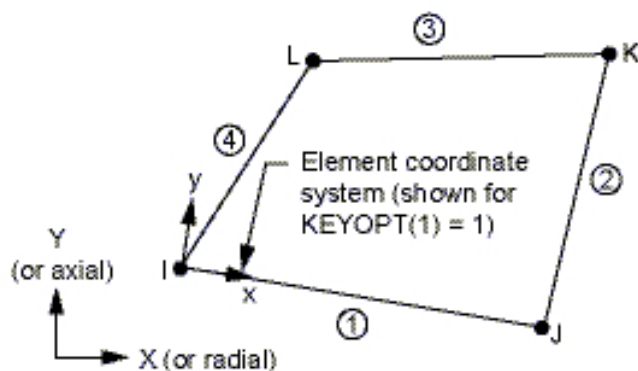


Obr. 12 Model struktury pro 2D analýzu – zobrazení ploch

Pomocí příkazu GLUE jsou spojeny jednotlivé plochy k sobě, aby během buzení nedošlo k rozpadu modelu.



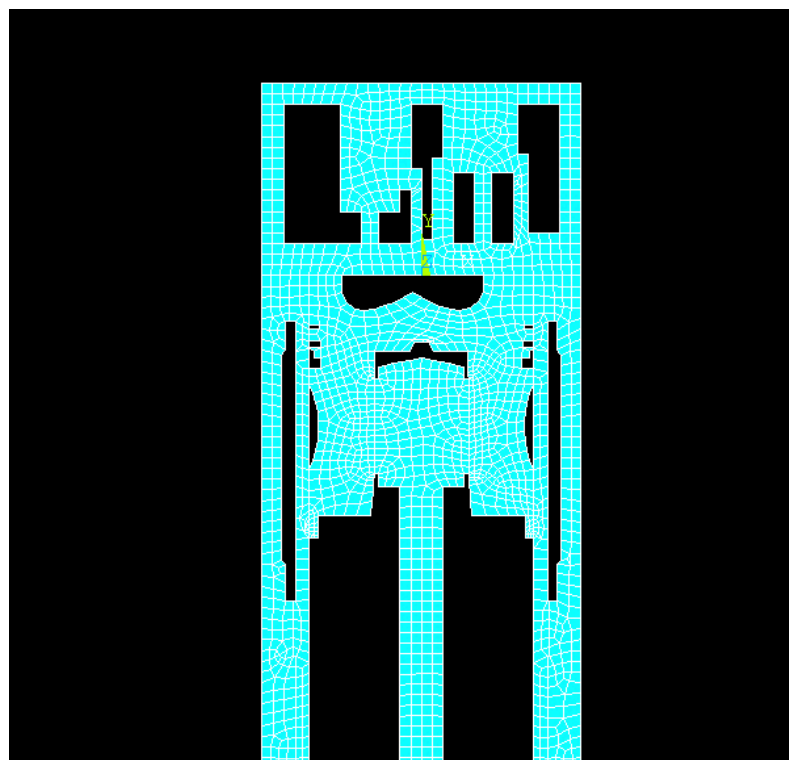
Ve stejném programu je dále vytvořena konečnoprvková síť. K vytvoření sítě jsou použity prvky PLANE 42. Jedná se o plošný prvek definovaný čtyřmi uzly se dvěma stupni volnosti (translace ve směru x a y) viz. obr. 13. [10]



Obr. 13 Prvek PLANE 42 [10]

Dále je nutné, aby došlo ke spojení jednotlivých uzlů na různých plochách, čehož je dosaženo použitím příkazu MERGE a pomocí příkazu NUMMRG, který dokáže sloučit všechny nody v udávané vzdálenosti do jednoho.

Velikost prvků je volena s ohledem na dostupné počítačové vybavení 5 mm.

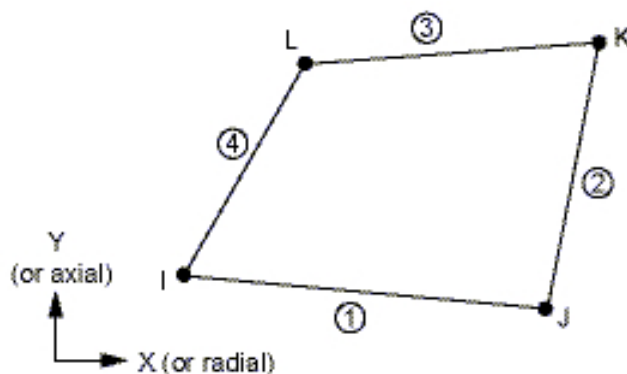


Obr. 14 Model struktury pro 2D analýzu – zobrazení elementů

6.1.2 MODEL AKUSTICKÉHO PROSTŘEDÍ

Jedná se o model vzdušného okolí struktury a vzdušnou výplň dutin uvnitř struktury. Tvar vnitřních vzduchových výplní struktury je určen samotnou pevnou strukturou, stejně tak tvar dotyku vnějších ploch struktury s okolním vzduchem. Vnější akustické pole je namodelováno jako kruhové o poloměru 1 m, což by mělo bez problémů dostačovat pro vystihnutí akustického problému.

K vytvoření konečnoprvkové sítě je použit prvek FLUID 29, který se používá pro řešení 2D akustických výpočtů. Prvek je definován čtyřmi nody v rozích se třemi stupni volnosti: translací v osách x a y a tlakem viz. obr. 15. [10]



Obr. 15 Prvek FLUID 29 [10]

U tohoto typu prvků je ještě zapotřebí rozdílně nastavit prvky, které přímo navazují na prvky pevné struktury pomocí tzv. structure at element interface. U prvků, které se dotýkají pevné struktury, je zapotřebí nastavit tzv. structure present (uvažování i struktury). U prvků, které nejsou v přímém kontaktu s pevnou strukturou, pak tzv. structure absent (uvažuje se pouze fluid).

V případě, kdy je v prvku počítán pouze fluid bez struktury (structure absent), mají uzly pouze 1 stupeň volnosti a to tlak. V případech, kde uvažujeme i strukturu (structure present), mají prvky všechny tři stupně volnosti a to tlak a translace v osách x a y .

Maximální velikost prvku l_{MAX} je volena s ohledem na podmínku, že: při modelování je nutné, aby akustická vlna byla popsána alespoň šesti akustickými prvky: [1]

$$l_{MAX} \leq \frac{\lambda}{6} = \frac{1}{6} \cdot \frac{c_v}{f} \quad (35)$$

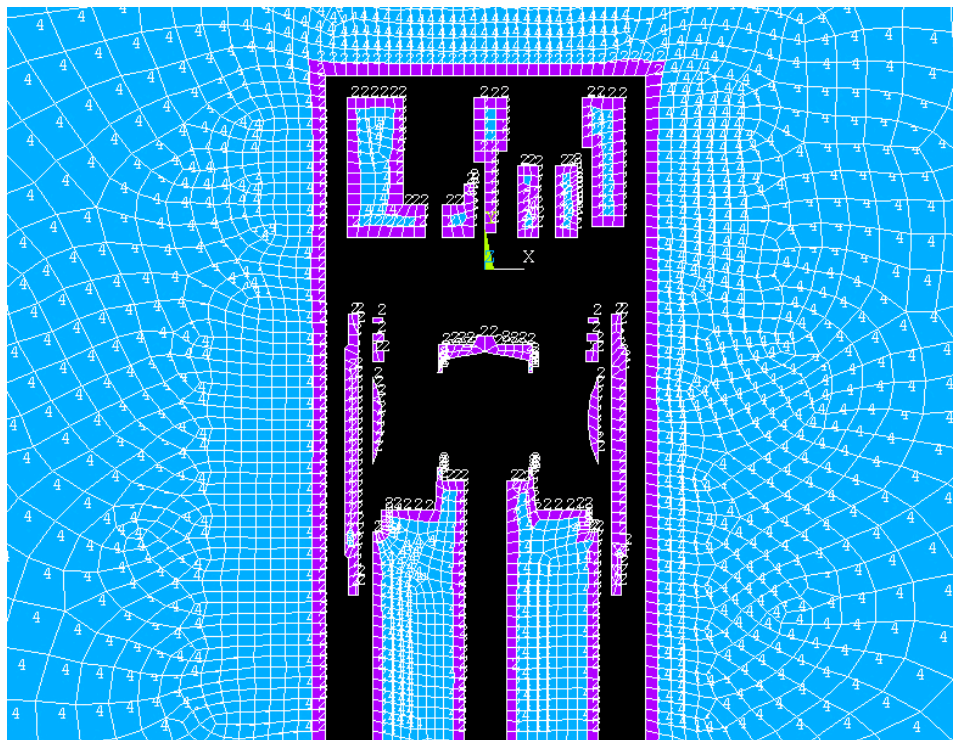
Při uvažované maximální frekvenci $f = 1000$ Hz a při teplotě 20 °C rychlosti zvuku ve vzduchu $c_v = 343$ m.s⁻¹ je:

$$l_{MAX} \leq 0,05716 \text{ m}$$

S ohledem na návaznost na velikost prvků pevné struktury je zvolena velikost prvků akustického prostředí proměnlivá od 5 mm výše, vždy však splňující podmínku danou rovnicí (35).



U akustické úlohy je dále nutné nadefinovat rozhraní mezi pevnou strukturou a akustickým prostředím (tzv. Fluid-Structure Interface). K tomu je použit příkaz: SF, ALL, FSI.

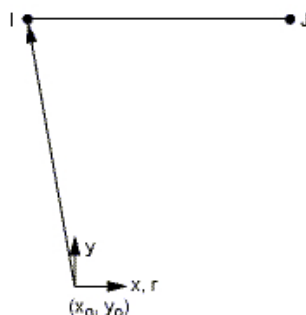


Obr. 16 Model akustického prostředí pro 2D analýzu – zobrazení typů elementů

2 (fialová barva) - prvky FLUID 29 (structure present),
4 (modrá barva) - prvky FLUID 29 (structure absent),

Na akustické prvky, které tvoří rozhraní mezi akustickým prostorem a „ničím“ – tvoří tedy vnější obal akustického prostoru, je nutné aplikovat absorpční element simulující nekonečný prostor vzduchu, aby nedocházelo k nechtěným odrazům akustických veličin a podobně.

K tomuto účelu je pomocí příkazu ESURF použit prvek FLUID 129. Prvek FLUID 129 je liniový sdružený prvek s prvkem FLUID 29 a je definován dvěma nody s jedním stupněm volnosti na každý nod – tlakem viz. obr. 17. [10]



Obr. 17 Prvek FLUID 129 [10]

U prvku FLUID 129 je nutné zadat jako reálnou konstantu vnější poloměr akustického pole.

Tab. 3 Typy prvků a jejich počty

Typ prvků	Plane 42	Fluid 29 (struct. present)	Fluid 29 (struct. absent)	Fluid 129
Počet prvků	1677	623	3435	64
Počet uzlů	2037	1205	3700	64

6.2 MODEL MATERIÁLŮ

V této práci je uvažován model ideálního izotropního, elastického materiálu, popsaného následujícími charakteristikami.

6.2.1 MODEL MATERIÁLŮ STRUKTURY

U modelů materiálů pro strukturní část je vycházeno z údajů uvedených na výrobních výkresech, popřípadě zavedených konvencí pro volbu materiálů u pístových spalovacích motorů. Pro akusticky nepříliš významné rozdíly v jednotlivých litinách je pro hlavu válce, blok motoru, vložku válce a ojnicí použit stejný materiál s následujícími charakteristikami:

Šedá litina s lupínkovým grafitem ČSN 42 2425

$$E = 8,8 \cdot 10^{10} \text{ Pa} \quad \mu = 0,26 \quad \rho = 7130 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

Jako materiál pístu je použit hliník následujících charakteristik:

$$E = 6,2 \cdot 10^{10} \text{ Pa} \quad \mu = 0,33 \quad \rho = 2699 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

6.2.2 MODEL MATERIÁLU AKUSTICKÉHO PROSTŘEDÍ

U modelu materiálu pro akustické prostředí je uvažován vzduch, jak již bylo napsáno výše: neproudící, nerotující, neviskózní a s proměnnou hustotou po prostoru, popsán rovnicí kontinuity a Eulerovou rovnicí:



Rovnice kontinuity

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \cdot \nabla v = 0 \quad (36)$$

Eulerova rovnice

$$\rho \left[\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right] + \nabla p = 0 \quad (37)$$

kde jsou:

ρ – hustota tekutiny (vzduchu)

v – rychlost kmitání částic

∇ - Laplaceův operátor

p – tlak

Se základními charakteristikami:

hustota vzduchu: $\rho = 1,29 \text{ kg.m}^{-3}$

rychlost šíření zvuku $c_v = 343 \text{ m.s}^{-1}$

6.3 HARMONICKÁ ANALÝZA

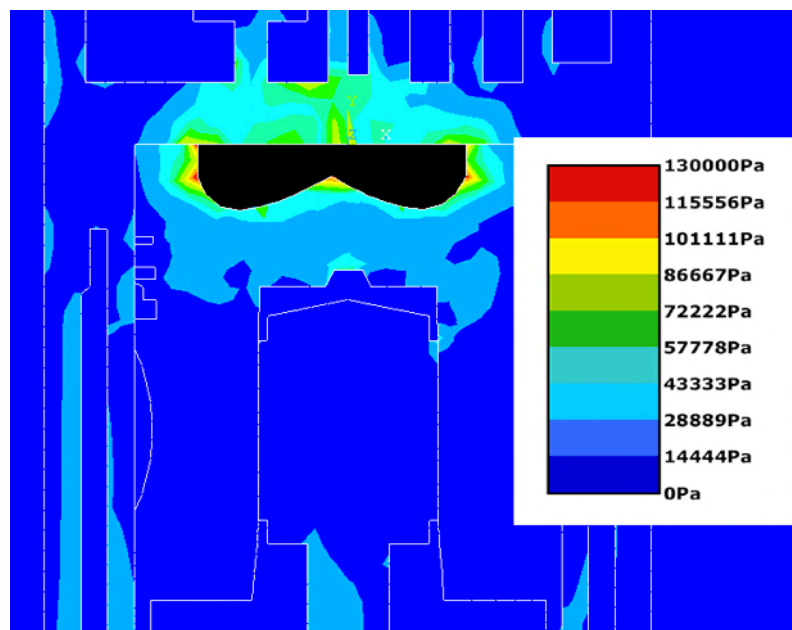
6.3.1 BLOK MOTORU S AKUSTICKÝM PROSTOREM UVNITŘ BLOKU

Při řešení odezvy na harmonické buzení je v ANSYSu vybrána plná metoda (Full method).

Uchycení modelu, jehož vytvoření je popsáno v předchozích kapitolách, je provedeno zamezením pohybu spodní části bloku v místech, kde blok motoru navazuje na další části motoru. Zamezen je v těchto místech pohyb ve všech osách.

Zatížení je aplikováno jako harmonické buzení, vypočítané v kapitole 4, v místech spalovacího prostoru.

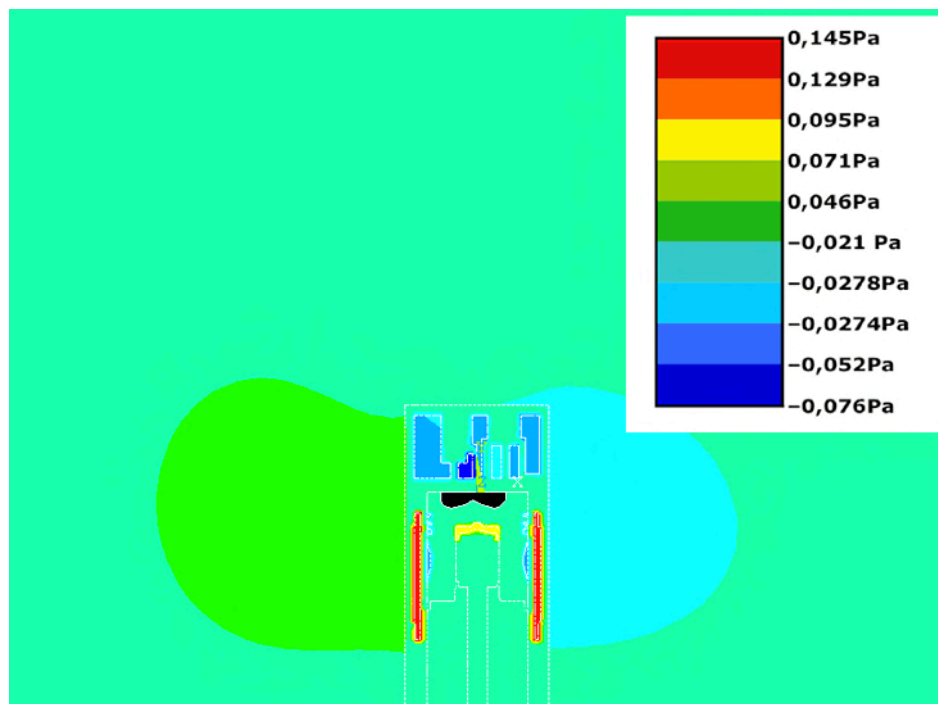
Z důvodů kontroly správného umístění a aplikace buzení je na obr. 18 provedeno vykreslení napětí počítané podmínkou HMH (von Mises stress) ve struktuře při frekvenci 1000 Hz. Při zamezeném pohybu pístu. [8]



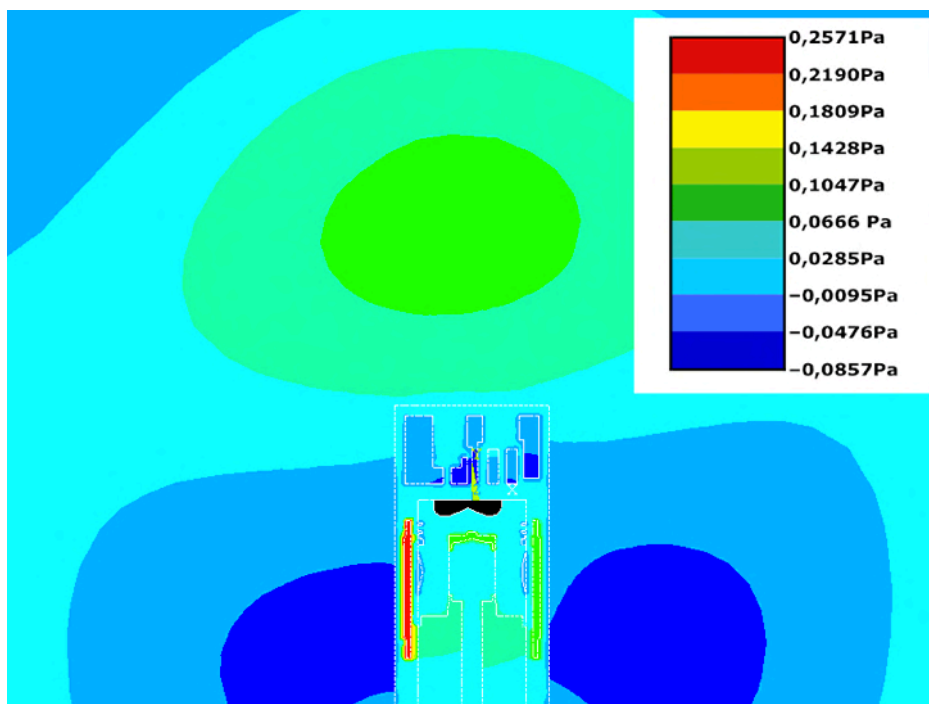
Obr. 18 Napětí von Mises stress ve struktuře

Vykreslením napětí ve struktuře je ověřeno, že je harmonické buzení aplikováno na strukturu správně, že nedochází k nechtěnému rozpadu modelu a že jsou jednotlivé části modelu správně spojeny.

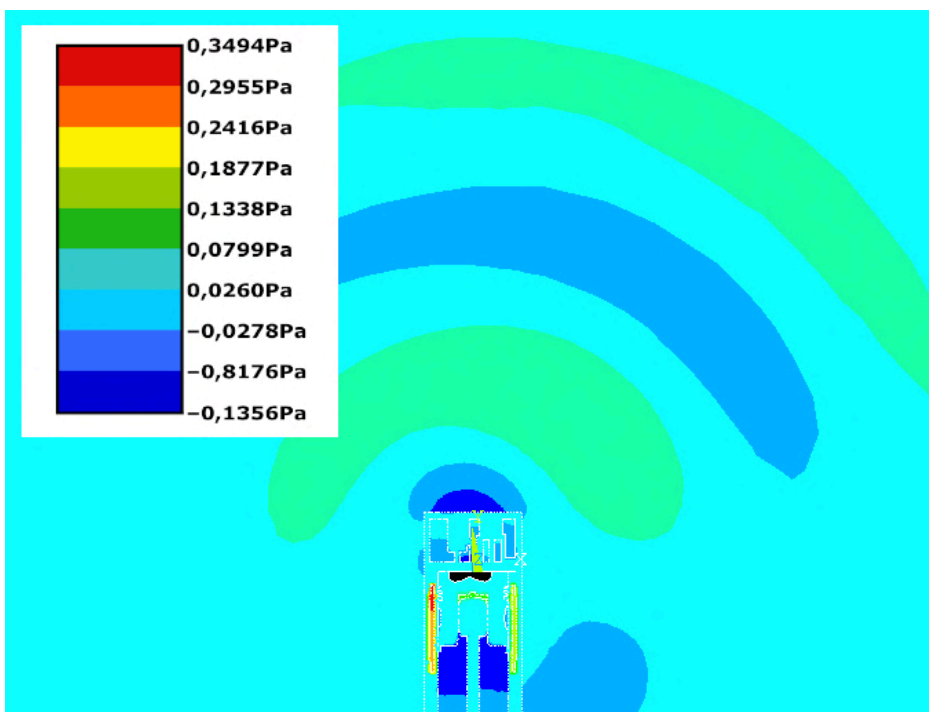
Vykreslení výsledků harmonické analýzy je na následujících obrázcích (obr. 19 až obr. 22). Graficky je znázorněno šíření akustické tlakové vlny akustickým subsystémem při frekvencích 250 Hz, 500 Hz, 750 Hz a 1000 Hz.



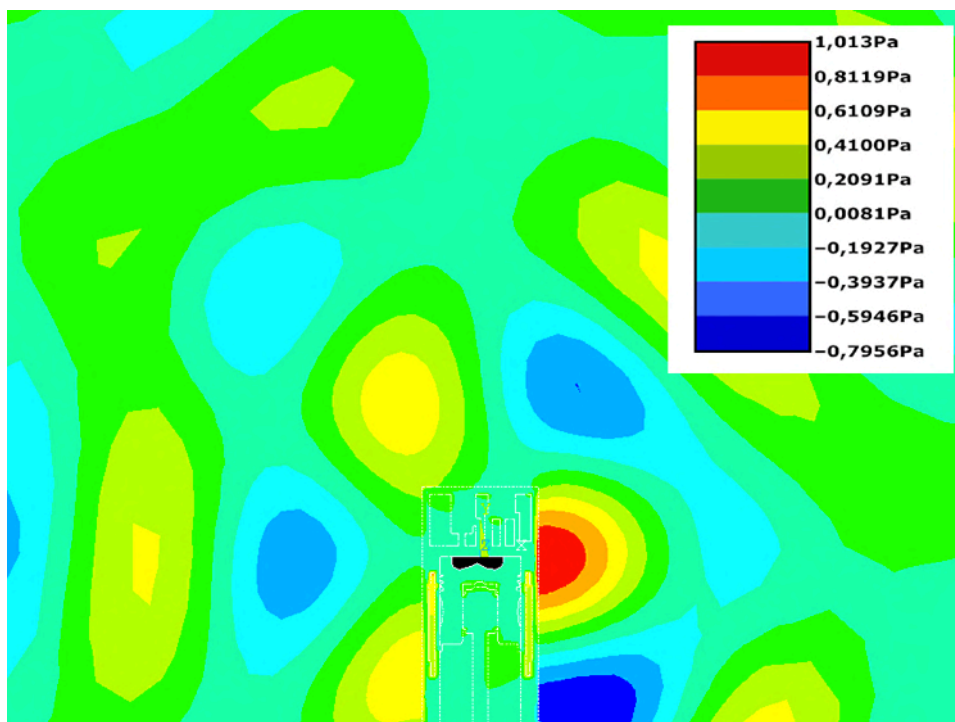
Obr. 19 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 250 Hz)



Obr. 20 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 500 Hz)



Obr. 21 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 750 Hz)

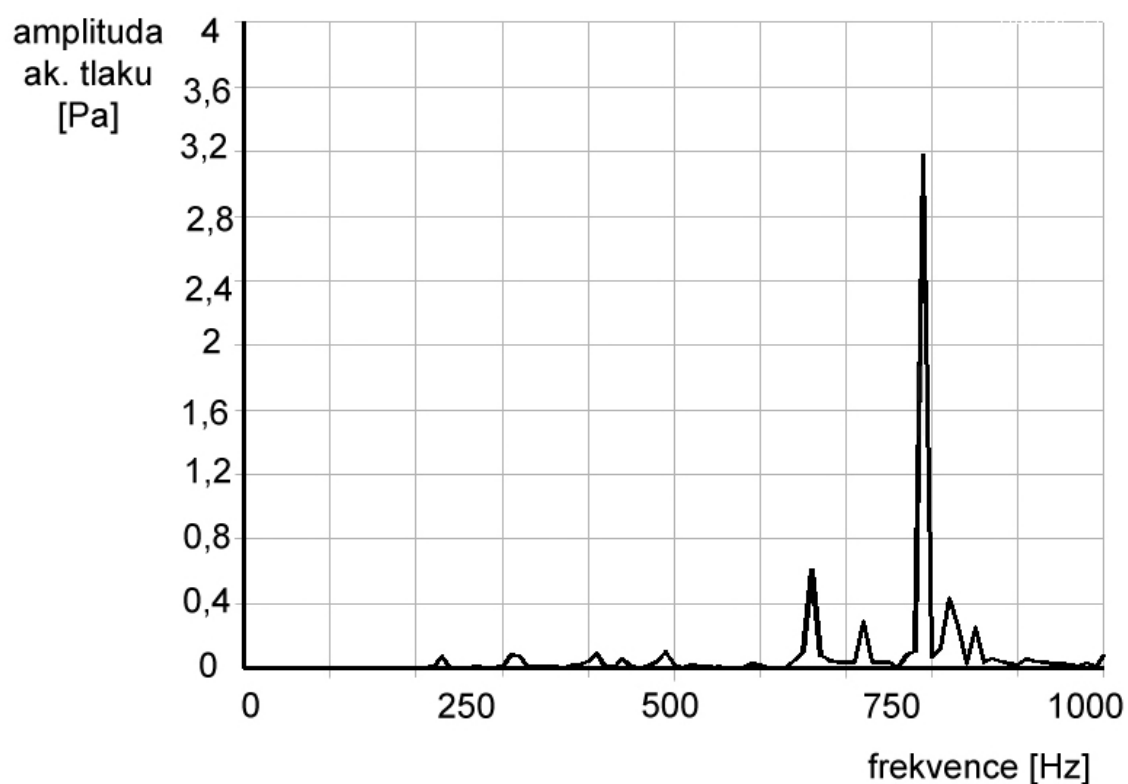


Obr. 22 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 1000 Hz)

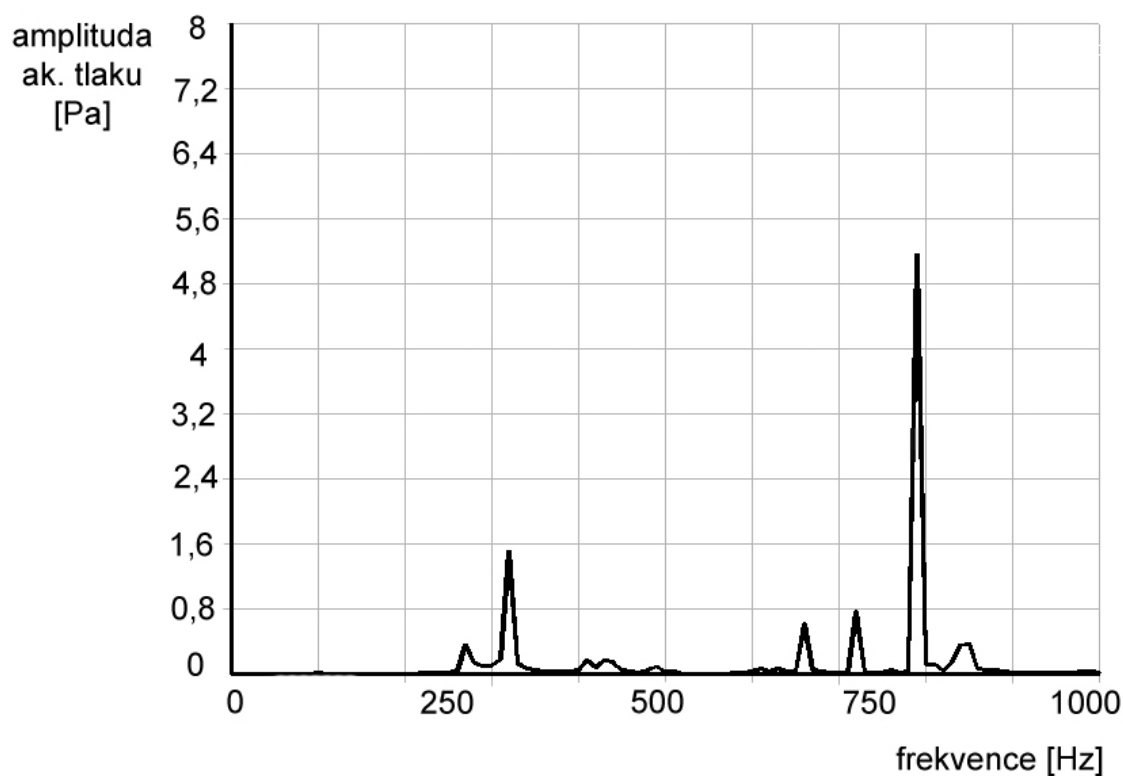
Z vykreslení rozložení akustických tlaků v akustickém subsystému při různých frekvencích je možné „vyčíst“, při jakých frekvencích se tlakové vlny (tlakové změny) šíří jakým směrem. Dále pak jaké parametry mají na toto šíření vliv.

Při nižších frekvencích (do 650 Hz) se tlakové vlny šíří převážně do stran. U vyšších frekvencí (nad 650 Hz do 850 Hz), dochází k šíření tlakových vln převážně nahoru, do prostoru nad hlavu válce. U nejvyšších frekvencí (nad 850 Hz do 1000 Hz) dochází k šíření akustických tlakových vln všemi směry.

Toto tvrzení je možné si ověřit vykreslením průběhů amplitud tlaků v různých místech akustického subsystému viz. obr. 23 (bod v prostoru půl metru nad hlavou válce) a obr. 24. (bod v prostoru půl metru nalevo od bloku motoru).

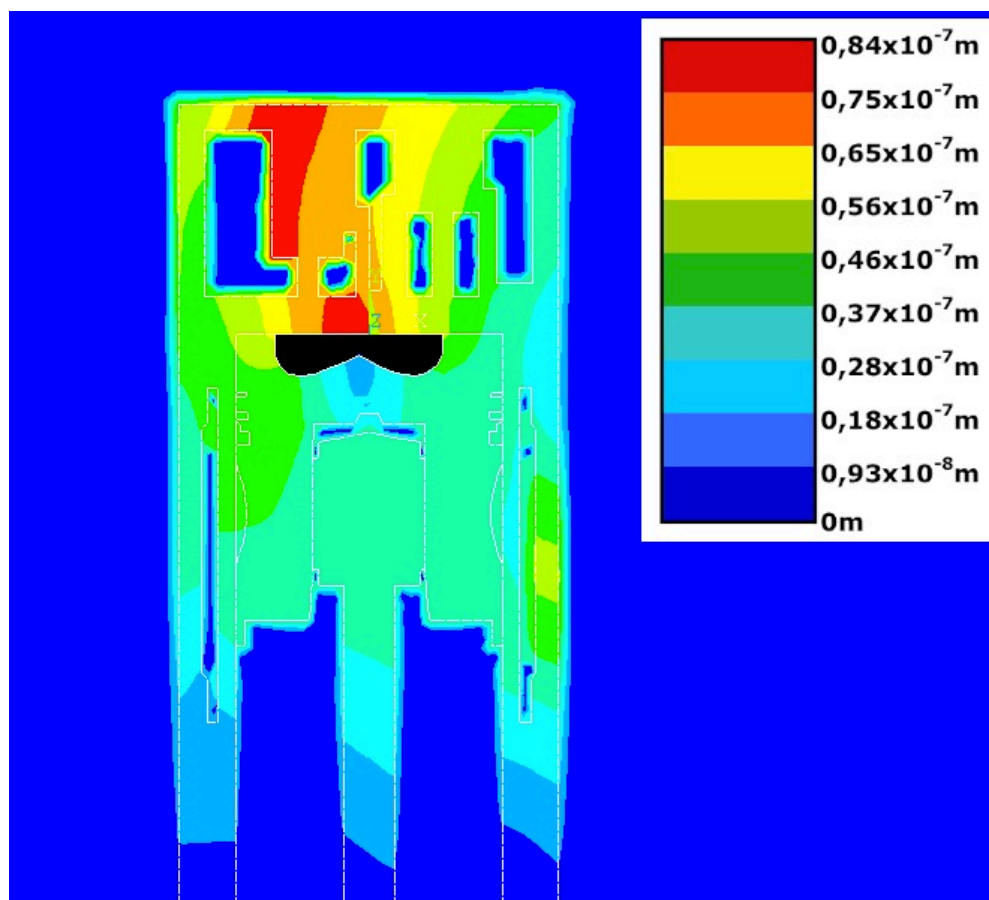


Obr. 23 Závislost amplituda ak. tlaku – frekvence v místě 0,5 m nad hlavou válce



Obr. 24 Závislost amplituda ak. tlaku – frekvence v místě 0,5 m nalevo od bloku motoru

Dále je na obr. 25 vykreslena suma amplitud výchylek (vibrací) ve struktuře.

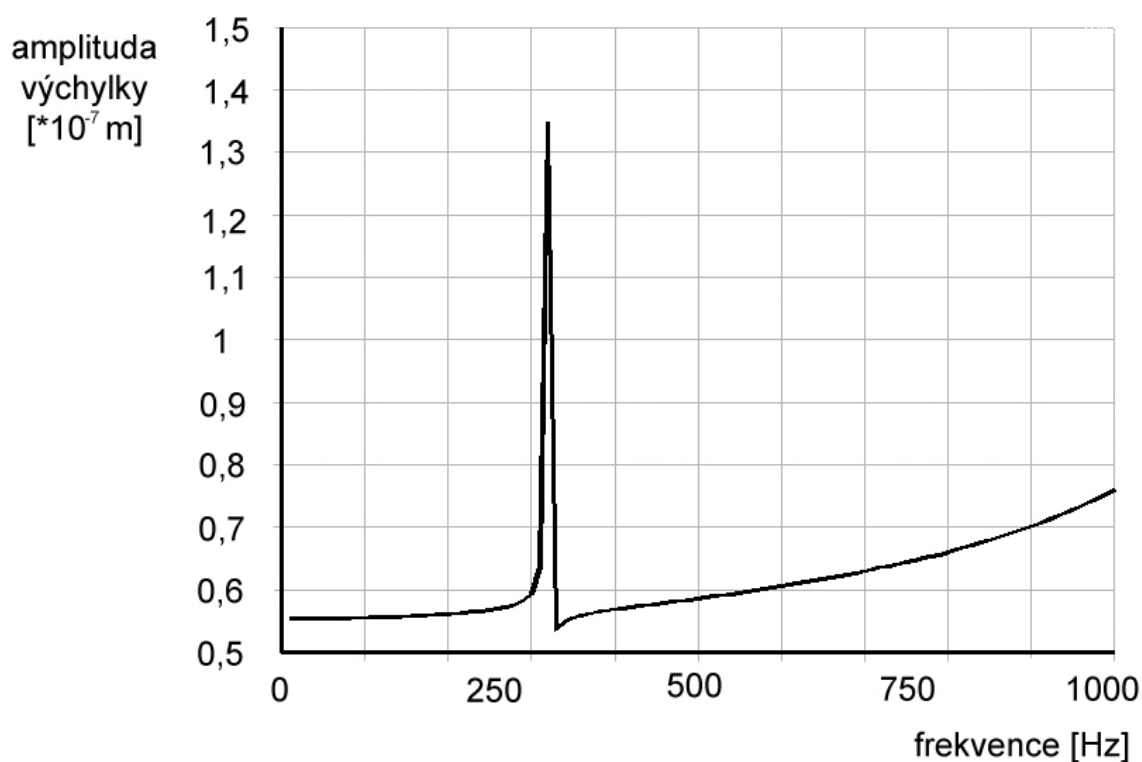


Obr. 25 Suma posuvů ve struktuře

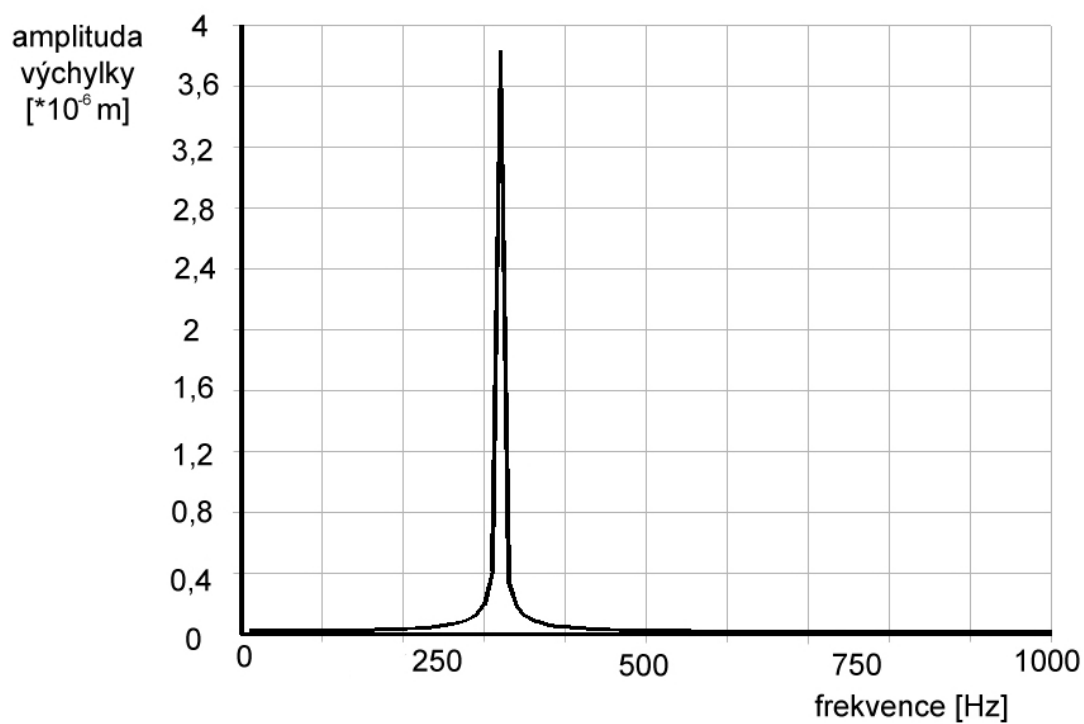
V místech na povrchu struktury s největšími amplitudami vibrací jsou vykresleny průběhy amplitud výchylky v závislosti na frekvenci.

Na obr. 26 je vykreslen tento průběh pro bod nejvíce vibrující (vytvářející největší tlakové změny v akustickém subsystému) směrem nahoru nad hlavu válce (v ose y).

Na obr. 27 pak bod nejvíce vibrující do stran (v ose x).



Obr. 26 Závislost amplitudy výchylky na frekvenci (směr nahoru)



Obr. 27 Závislost amplitudy výchylky na frekvenci (směr do stran)

6.3.2 BLOK MOTORU S ABSENCÍ AKUSTICKÉHO PROSTORU UVNITŘ BLOKU

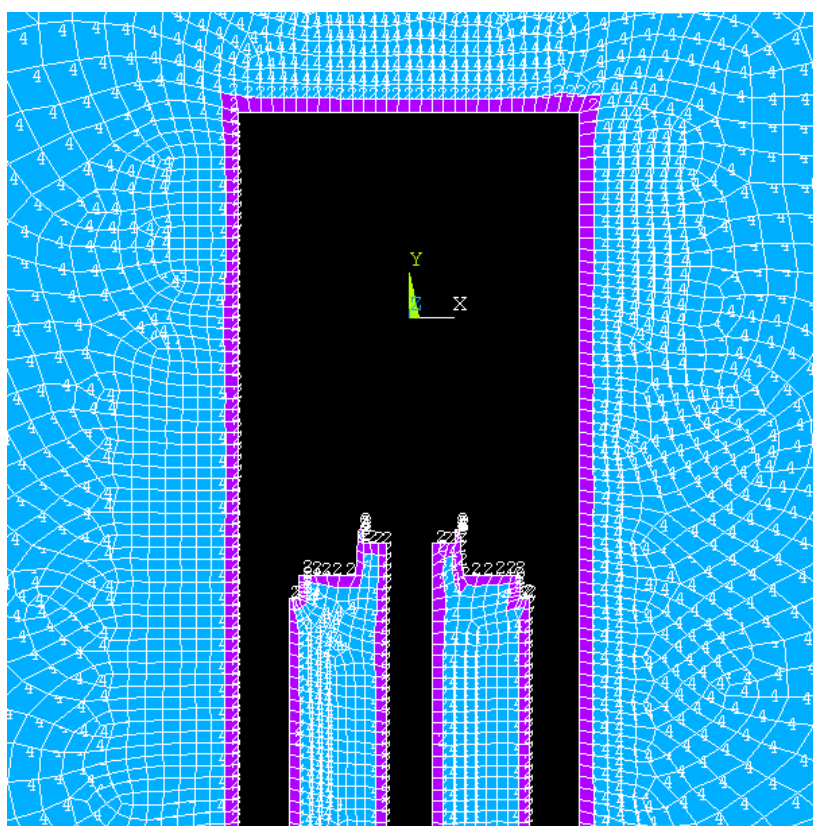
Z důvodů lepšího posouzení vlivu akustických prostorů uvnitř bloku motoru na šíření vibrací a hluku, včetně možnosti porovnání a posouzení, nakolik je šíření vibrací a hluku ovlivněno těmito prostory, je provedeno namodelování struktury a akustického subsystému s absencí těchto prostor.

Strukturní část se tedy opět skládá z pístu, ojnice, hlavy válce, válcové vložky a klikové skříňe namodelovaných stejně jako v kapitole 6.1.1.

Akustický subsystém je namodelován obdobně jako v kapitole 6.1.2 s tím rozdílem, že jsou vynechány akustické elementy uvnitř bloku motoru, viz. obr. 28.

Buzení, materiály a další charakteristiky jsou z důvodů možnosti porovnání namodelovány stejně jako v kapitole 6.3.1.

Počty prvků a uzlů se změnily, viz. tab. 4.

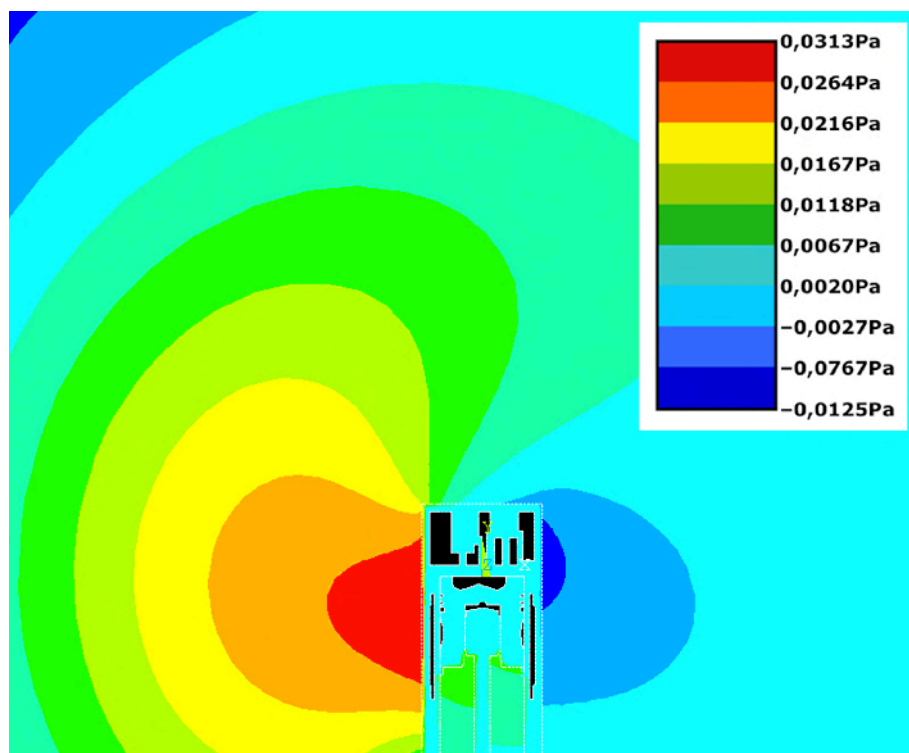


Obr. 28 Model akustického prostředí pro analýzu s absencí akustického prostoru uvnitř bloku

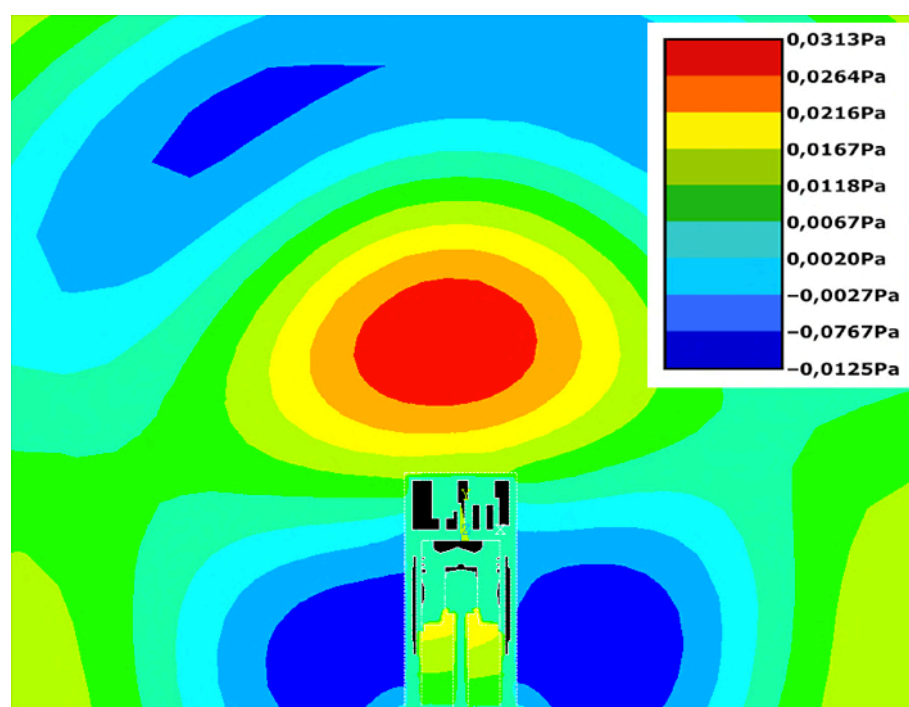
Tab. 4 Typy prvků a jejich počty

Typ prvků	Plane 42	Fluid 29 (struct. present)	Fluid 29 (struct. absent)	Fluid 129
Počet prvků	1141	328	3365	64
Počet uzlů	1408	651	3561	64

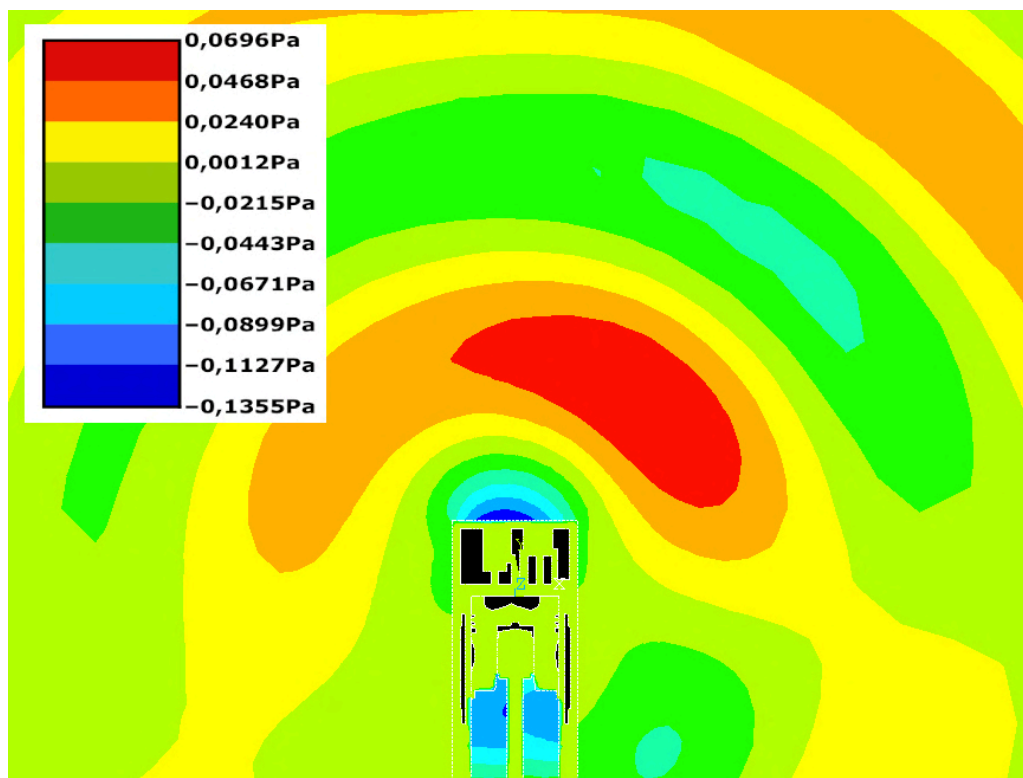
Vykreslení výsledků harmonické analýzy je na následujících obrázcích (obr. 29 až obr. 32). Graficky je znázorněno šíření tlakových vln akustickým subsystémem při frekvencích 250 Hz, 500 Hz, 750 Hz a 1000 Hz.



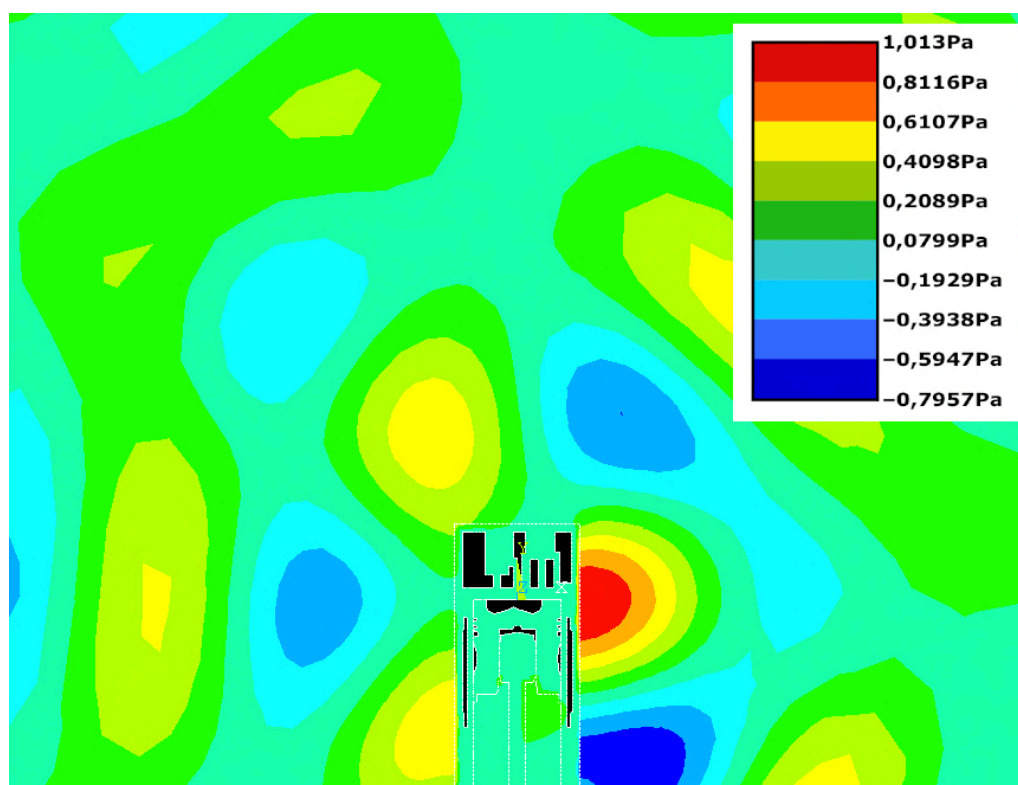
Obr. 29 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 250 Hz)



Obr. 30 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 500 Hz)



Obr. 31 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 750 Hz)

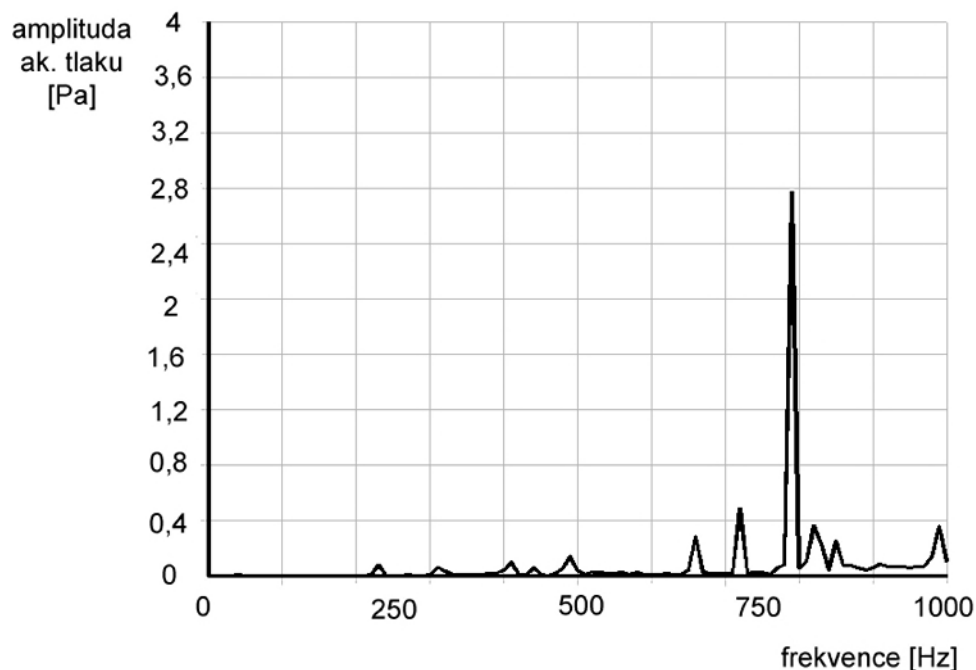


Obr. 32 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 1000 Hz)

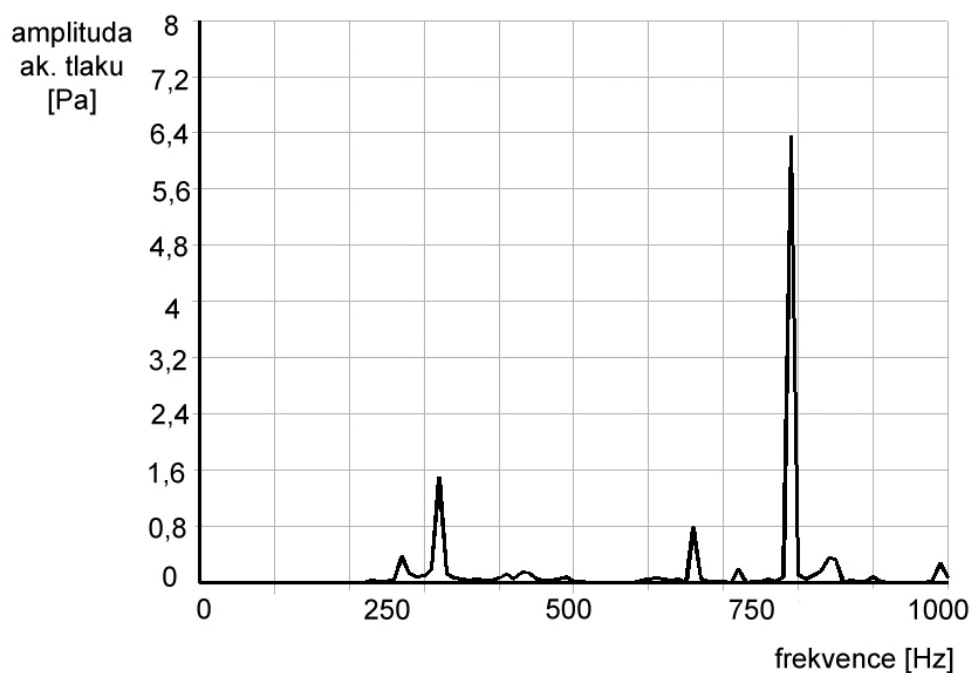


Z vykreslení rozložení akustických tlaků v akustickém subsystému při různých frekvencích je opět možné vyčíst, při jakých frekvencích se tlakové vlny (tlakové změny) šíří, jakým směrem a jaké parametry mají na toto šíření vliv.

Opět je provedeno vykreslení průběhů amplitud akustických tlaků v různých místech akustického subsystému viz. obr. 33 (bod v prostoru půl metru nad hlavou válce) a obr. 34 (bod v prostoru půl metru nalevo od bloku motoru).

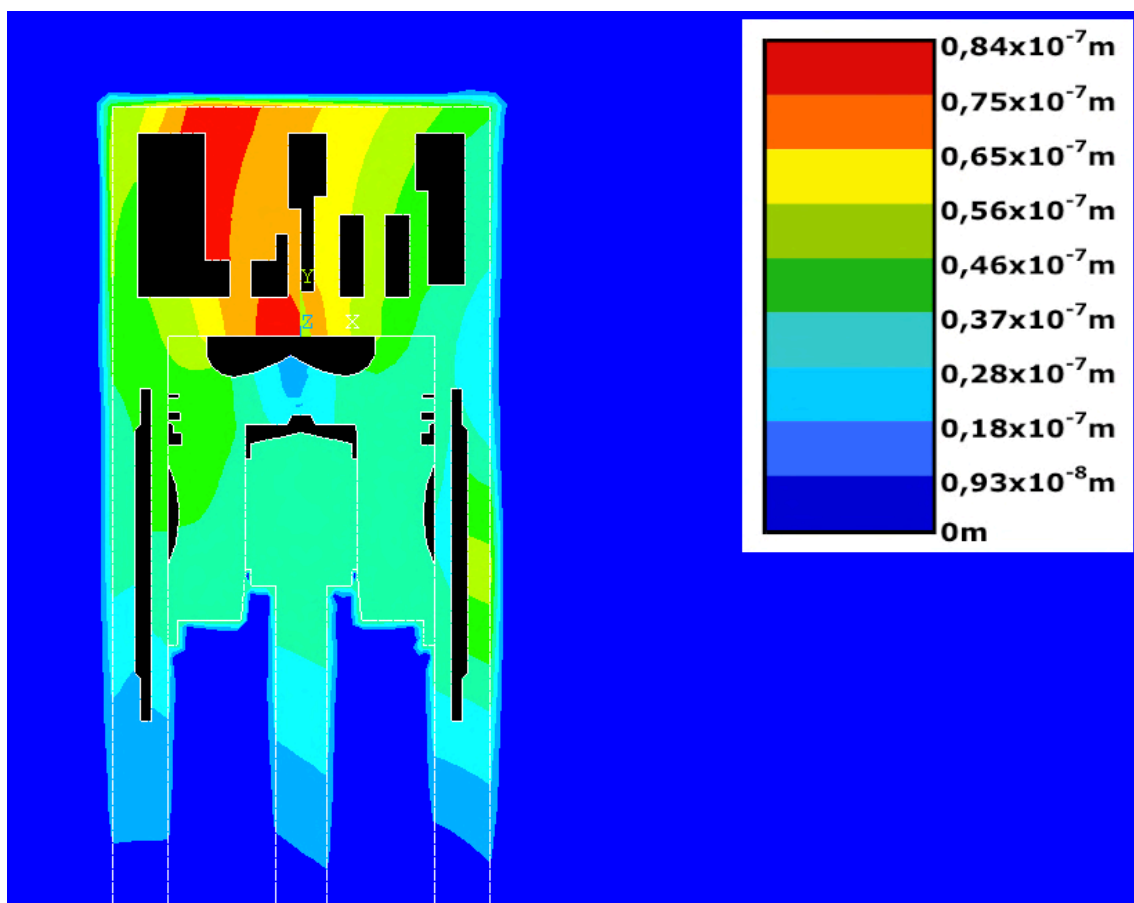


Obr. 33 Závislost amplituda tlaku – frekvence v místě 0,5 m nad hlavou válce



Obr. 34 Závislost amplituda tlaku – frekvence v místě 0,5 m nalevo od bloku motoru

Dále je na obr. 35 vykreslena suma výchylek (vibrací) ve struktuře bloku motoru.

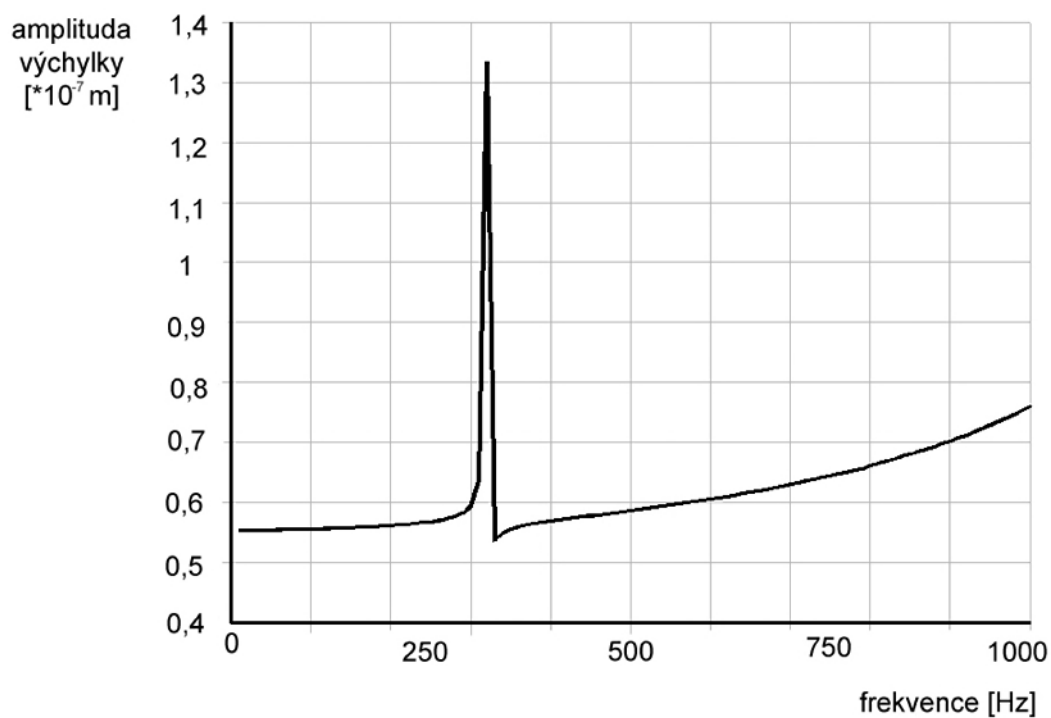


Obr. 35 Suma posuvů ve struktuře

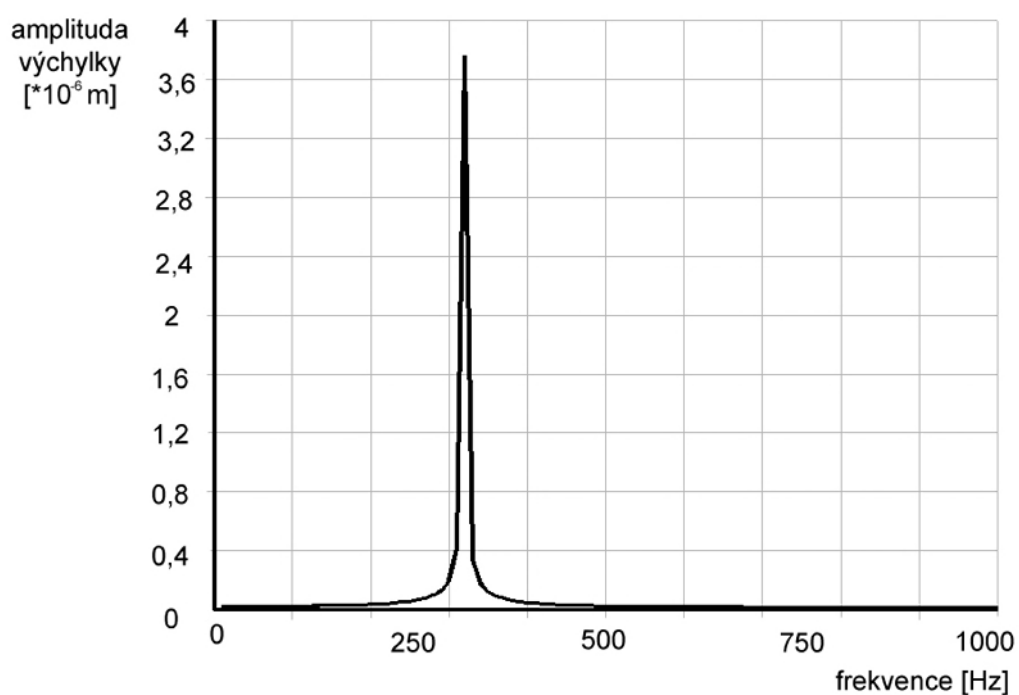
V místech na povrchu struktury s největšími amplitudami vibrací jsou vykresleny průběhy amplitud výchylky v závislosti na frekvenci.

Na obr. 36 je vykreslen tento průběh pro bod nejvíce vibrující (vytvářející největší tlakové změny v akustickém subsystému) směrem nahoru nad hlavu válce.

Na obr. 37 pak bod nejvíce vibrující do stran.



Obr. 36 Závislost amplitudy výchylky na frekvenci (směr nahoru)



Obr. 37 Závislost amplitudy výchylky na frekvenci (směr do stran)



6.3.3 POROVNÁNÍ BLOKU MOTORU S AKUSTICKÝM PROSTOREM A BEZ AKUSTICKÉHO PROSTORU UVNITŘ BLOKU

Z uvedených závislostí vyplývá, že i velmi malé vibrace struktury v řádech mikrometů mohou při určité frekvenci vyvolat značné tlakové změny v akustickém subsystému. Obdobně pak i významné vibrace nutně neznamenají velké tlakové změny v akustickém subsystému.

Velikost vibrací směrem od uchycení struktury roste. Největších amplitud, jak vyplývá z vykreslených závislostí amplitud výchylky na frekvenci, dosahují v obou případech (blok motoru s akustickým prostředím uvnitř bloku motoru a bez tohoto prostředí) pak vibrace na povrchu struktury v oblasti hlavy válce. Případně pak ještě v levé části hlavy válce.

Akustické prostředí uvnitř ve struktuře má vliv na šíření vibrací, jak je vidět při porovnání obr. 25 s obr. 35. Obdobně můžeme porovnat průběhy zobrazené na obr. 27 a obr. 37, kdy se především maximální hodnoty amplitud výchylky příliš neliší.

Šíření tlakových změn (vlnění) v akustickém subsystému lze u bloku motoru bez akustického prostředí uvnitř bloku, obdobně jako v případě bloku motoru s tímto akustickým prostředím „vyčist“ z obrázků rozložení akustických tlaků v akustickém subsystému (obr. 29 až obr. 32). Narozdíl od bloku motoru s tímto akustickým prostředím nedochází při nižších frekvencích (do 650 Hz) k šíření tlakových změn u bloku motoru bez akustického prostředí uvnitř bloku motoru převážně do stran. Takovéto šíření lze pozorovat v tomto případě u frekvencí do cca 400 Hz. U vyšších frekvencí (nad 400 Hz až 850 Hz), dochází k šíření tlakových vln rovnoměrně v celém sledovaném okolí bloku motoru, obzvláště patrné je to pak při vykreslení frekvence 750 Hz (obr. 31). Od frekvence 850 Hz je možné opět pozorovat šíření akustických tlakových vln nerovnoměrně v celém okolí.

Toto tvrzení je ověřeno vykreslením průběhů amplitud akustických tlaků v různých místech akustického subsystému v případě bloku motoru bez akustického prostředí uvnitř bloku viz. obr. 33 (bod v prostoru půl metru nad hlavou válce) a obr. 34. (bod v prostoru půl metru nalevo od bloku motoru) a porovnáním s blokem motoru s tímto akustickým prostředím (obr. 23 a obr. 24). Maximální hodnota amplitudy akustického tlaku je v případě bloku motoru bez akustického prostředí uvnitř bloku motoru, v případě šíření nad blok motoru nižší než v případě bloku motoru s tímto akustickým prostředím a v případě šíření do stran vyšší.

Z důvodů větší názornosti či pro možné porovnání jsou dle rovnice (17) přepočítány vybrané amplitudy akustických tlaků z obr. 23, 24, 33 a 34 na hladiny akustických tlaků L_p .

Jako referenční hodnota je použit tlak $p_{0r} = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa.

Vypočtené hladiny akustických tlaků jsou uvedeny v tabulce 5.

Tab. 5 Vypočtené hladiny akustických tlaků

ak. tlak p	frekvence f	hladina ak.tlaku L_p	blok motoru	směr šíření
[Pa]	[Hz]	[dB]		
0,10	230	73,97	s fluidem uvnitř	nad blok
0,60	660	89,54		
3,19	790	104,05		do stran
5,20	790	108,29		
0,10	230	73,97	bez fluida uvnitř	nad blok
0,30	660	83,52		
2,79	790	102,89		do stran
6,39	790	110,09		



6.3.4 HORIZONTÁLNÍ ANALÝZA

Z důvodů lepšího posouzení šíření hluku všemi směry od bloku motoru je provedeno namodelování struktury skládající se z pístu a válce při pohledu seshora (v řezu spalovacím prostorem).

Materiály jsou z důvodů možnosti porovnání namodelovány stejně jako v kapitole 6.3.1.

Akustický subsystém je opět navržen o poloměru 1 m s obdobnými vlastnostmi jako v kapitole 6.3.1.

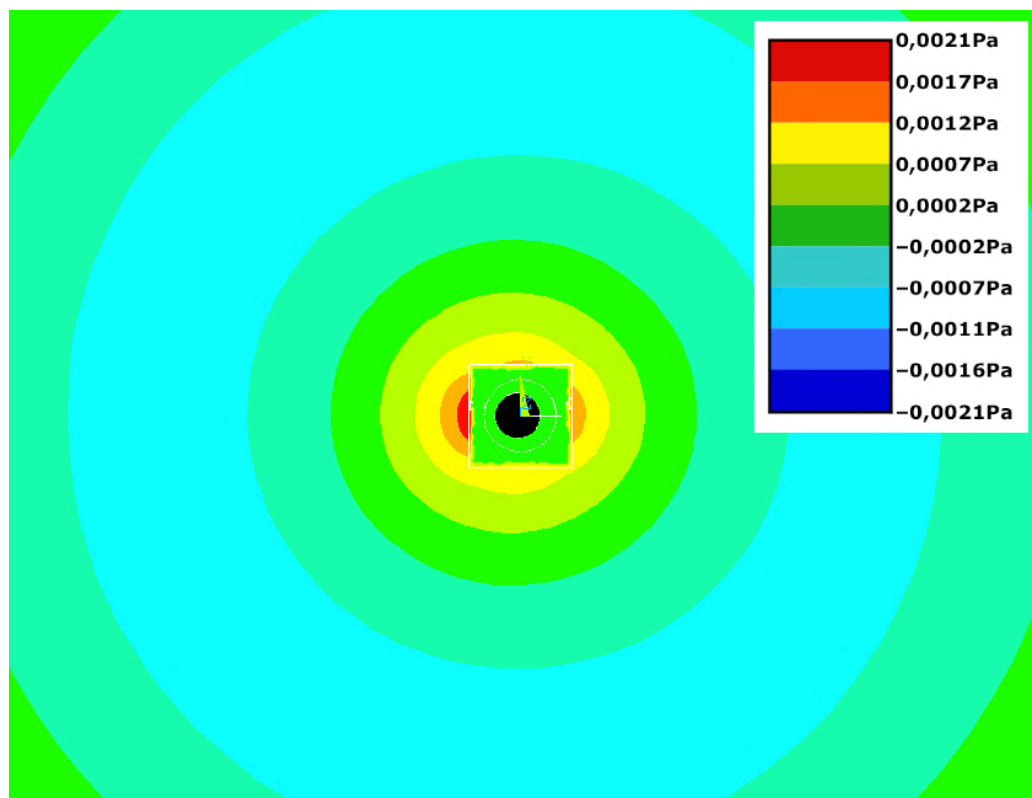
Buzení je dle rov. (34) přepočítáno na liniové síly q^{1D} na obvod spalovacího prostoru a aplikováno po obvodu spalovacího prostoru.

Počty prvků a uzlů se změnily, viz. tab. 6.

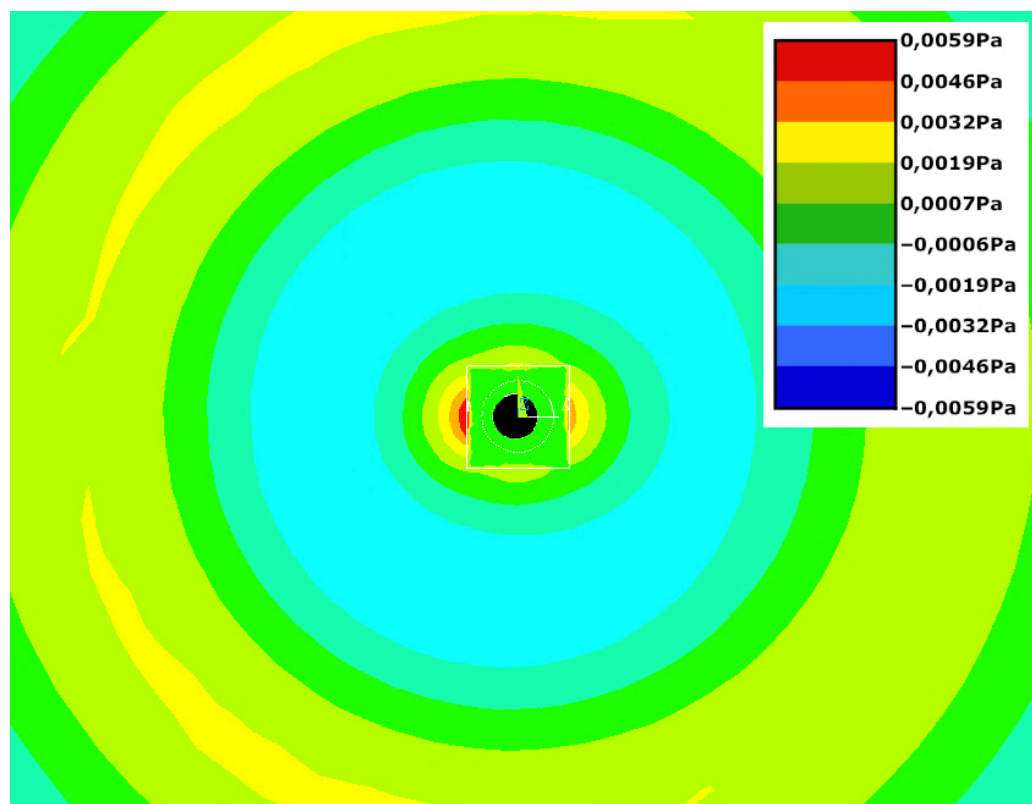
Tab. 6 Typy prvků a jejich počty

Typ prvků	Plane 42	Fluid 29 (struct. present)	Fluid 29 (struct. absent)	Fluid 129
Počet prvků	962	84	2350	80
Počet uzlů	1042	168	2431	80

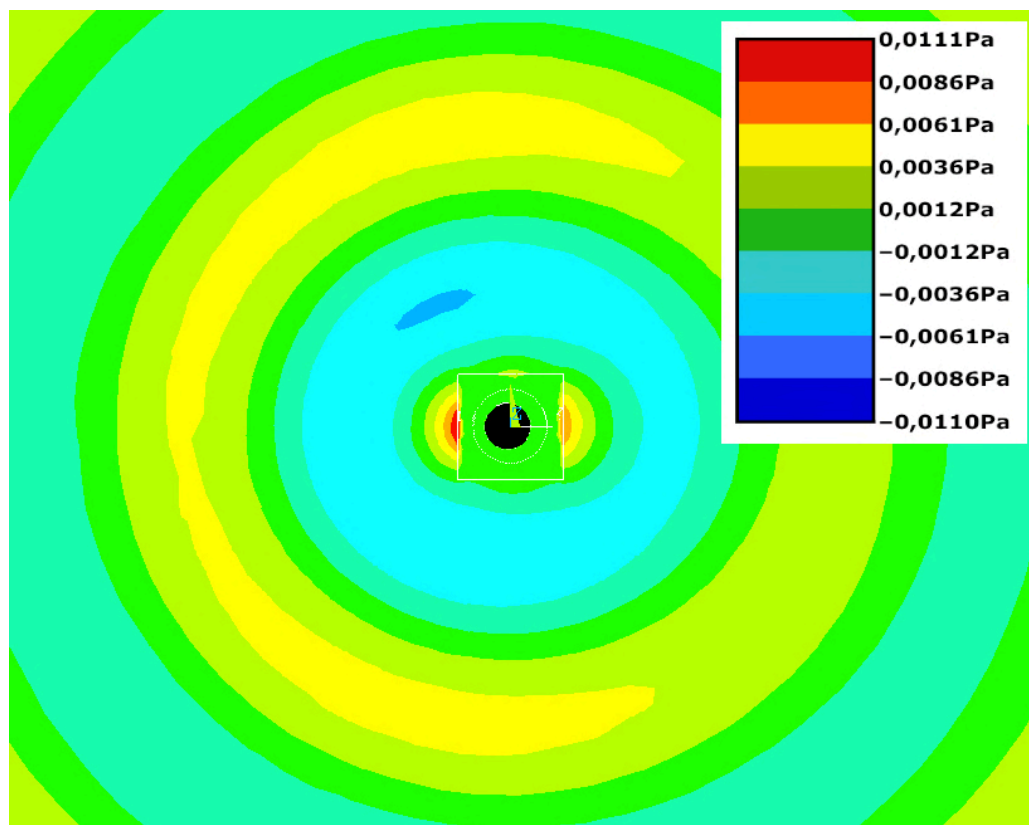
Vykreslení výsledků harmonické analýzy je na následujících obrázcích (obr. 38 až obr. 41). Graficky je znázorněno šíření akustické tlakové vlny akustickým subsystémem při frekvencích 250 Hz, 500 Hz, 750 Hz a 1000 Hz.



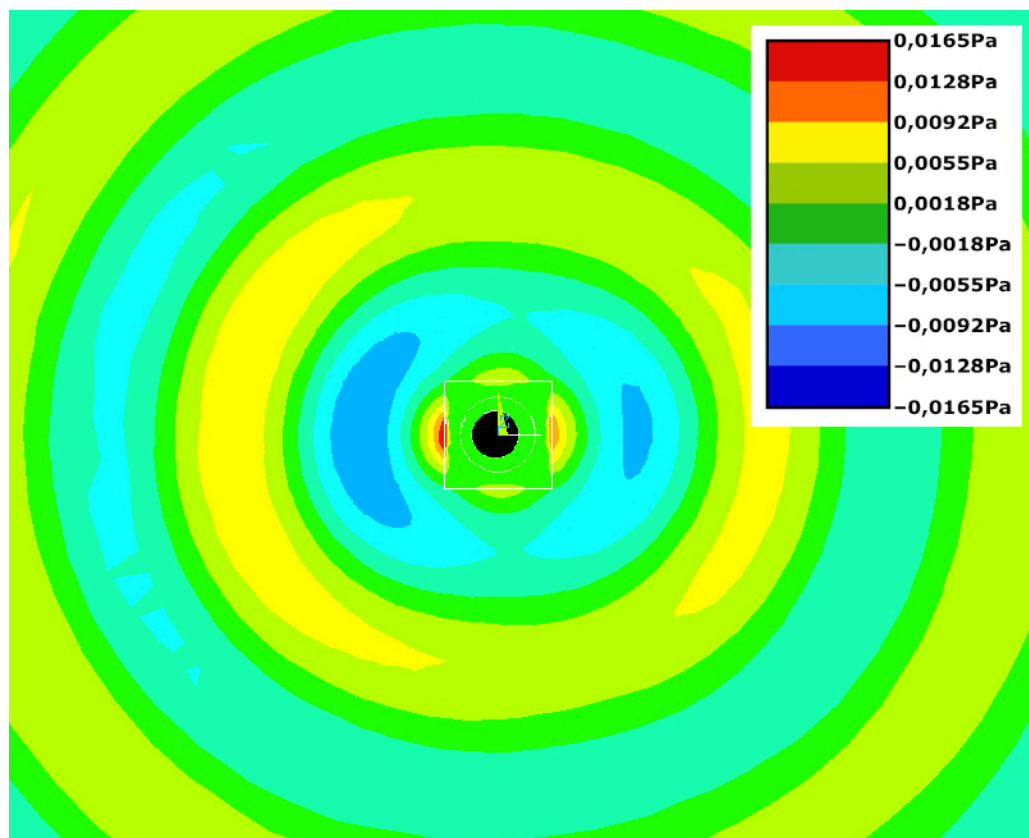
Obr. 38 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 250 Hz)



Obr. 39 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 500 Hz)



Obr. 40 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 750 Hz)



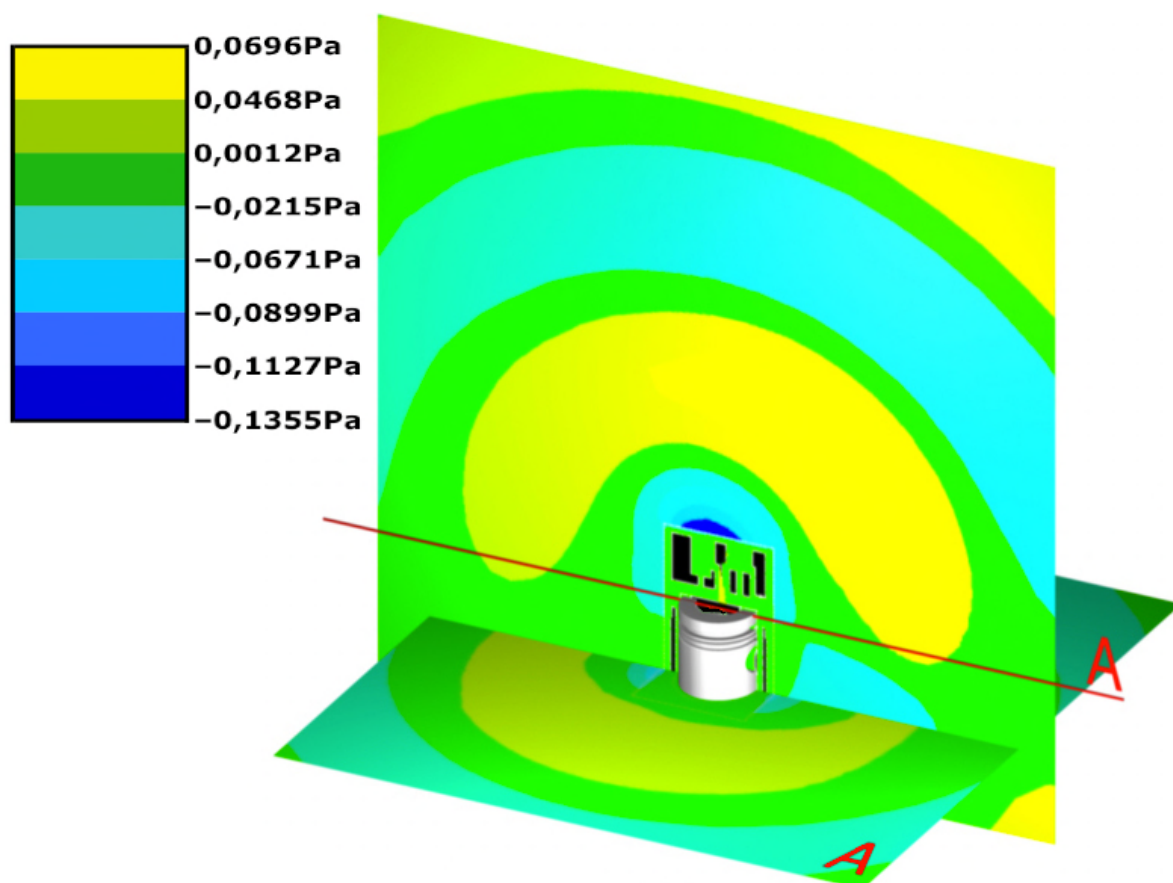
Obr. 41 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 1000 Hz)



Vykreslení rozložení tlaků v akustickém subsystému při horizontální analýze přibližně odpovídá vykreslení rozložení tlaků v akustickém subsystému při vertikální analýze.

Pro frekvenci přibližně 750 Hz je na obr. 42 provedeno porovnání vertikálního a horizontálního vykreslení rozložení tlaků v případě bloku motoru bez akustických elementů uvnitř bloku válce.

Přibližně ve středu obrázku se nachází 3D model pístu motoru. Červenou čarou je znázorněn řez A v místech, kde je provedena horizontální analýza.



Obr. 42 Porovnání vertikálního a horizontálního vykreslení rozložení akustických tlaků



6.3.5 ANALÝZA PŘI POHYBU PÍSTU

Dosud je uvažováno buzení při poloze pístu v horní úvratí – tedy v potenciálně vibracemi nejvíce ohroženém okamžiku, kdy pravděpodobně dochází k největšímu nárůstu hluku.

Během spalovacího procesu dochází při přeměňování chemické energie uložené v palivu k pohybu pístu (změně kinetické energie pístu). Je tedy nutné v analýze zahrnout pohyb pístu během buzení. Při pohybu pístu dochází jak ke změně velikosti spalovacího prostoru, tak i ke změně maximálního tlaku. Tuto závislost popisuje obr. 7.

Ze znalosti rozměrů pístu, ojnice a klikového hřídele je dle rovnice (38) vypočten posuv pístu při natočení klikového hřídele 180° , 270° a 450° . Z posuvu pístu pak velikost spalovacího prostoru, na který je dále aplikováno buzení přepočítané obdobně jako v kapitole 4.2.1 na liniové síly.



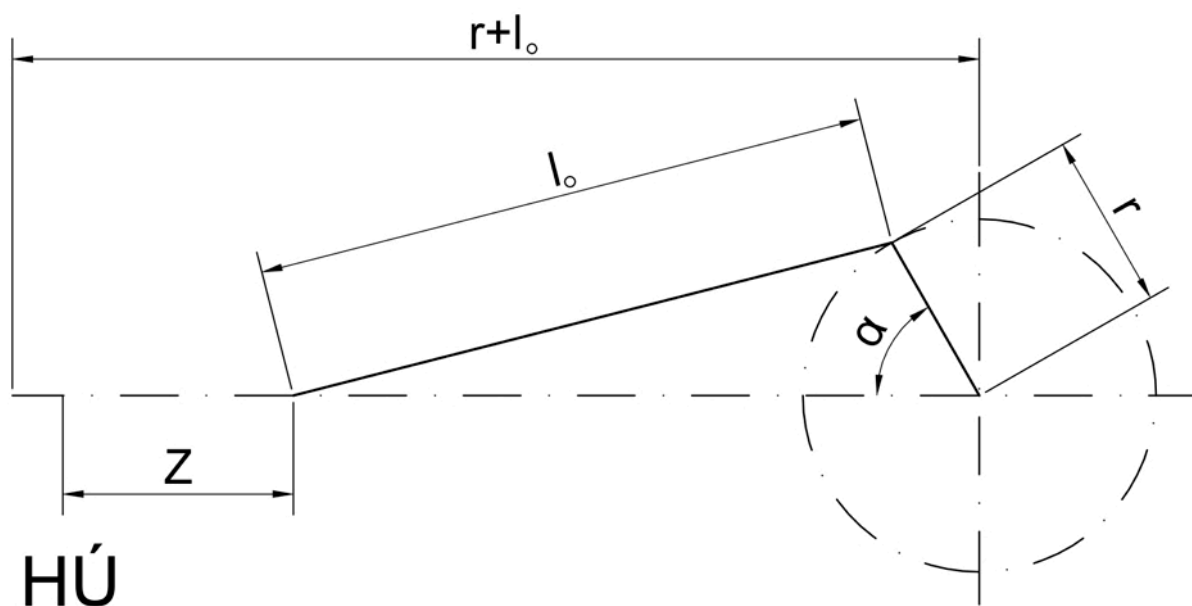
Obr. 43 Natáčení klikového hřídele a translační pohyb pístu



$$Z = r \cdot \left[1 + 0,25 \cdot \left(\frac{r}{l_o} \right) - \cos \alpha - 0,25 \cdot \left(\frac{r}{l_o} \right) \cdot \cos(2\alpha) \right] \quad (38)$$

kde jsou:

Z – okamžitý zdvih pístu
 r – délka ramene klikového hřídele
 l_o – délka ojnice
 α – natočení klikového hřídele



Obr. 44 Schéma natočení klikového hřídele a pohybu pístu

Hodnoty rozměrů jsou: $r = 60 \text{ mm}$
 $l_o = 215 \text{ mm}$

Pro natočení klikového hřídele 270° (a 450°) je okamžitý zdvih pístu (výška spalovacího prostoru) $Z = 68,66 \text{ mm}$.

Pro natočení klikového hřídele 180° (dolní úvrat') je okamžitý zdvih pístu (výška spalovacího prostoru) $Z = 120 \text{ mm}$.

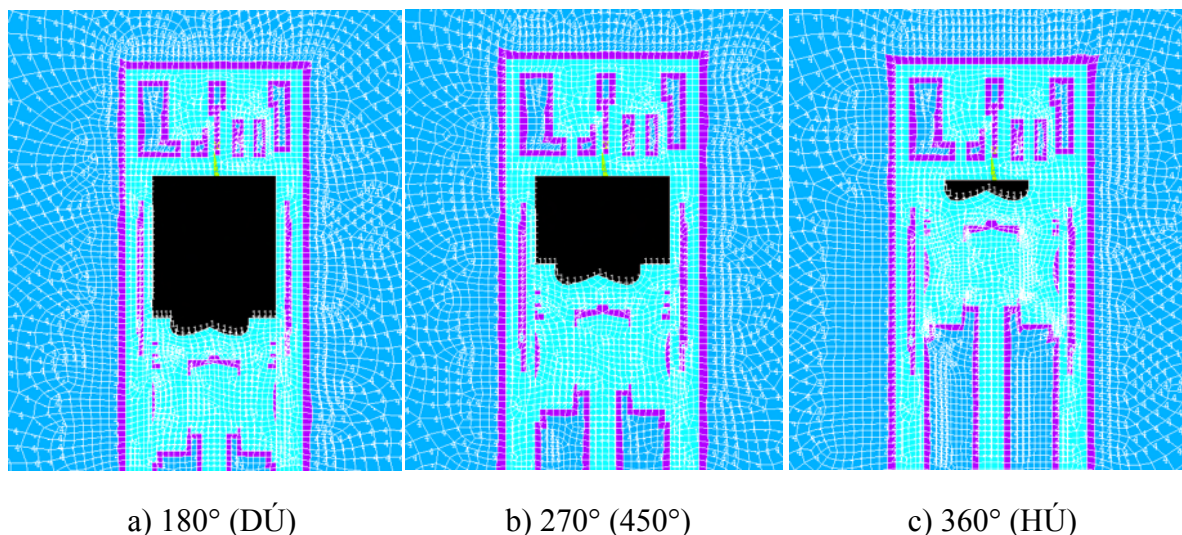
Namodelování struktury je provedeno obdobně jako v kapitole 6.1.1 s tím rozdílem, že je namodelován posuv pístu a ojnice pro výše zmíněná natočení klikového hřídele (180° , 270° a 450°). Namodelován je tedy blok motoru s fluidem uvnitř bloku motoru.

Materiály jsou namodelovány stejně jako v kapitole 6.3.1.

Akustický subsystém je opět navržen o poloměru 1 m s obdobnými vlastnostmi jako v kapitole 6.3.1.

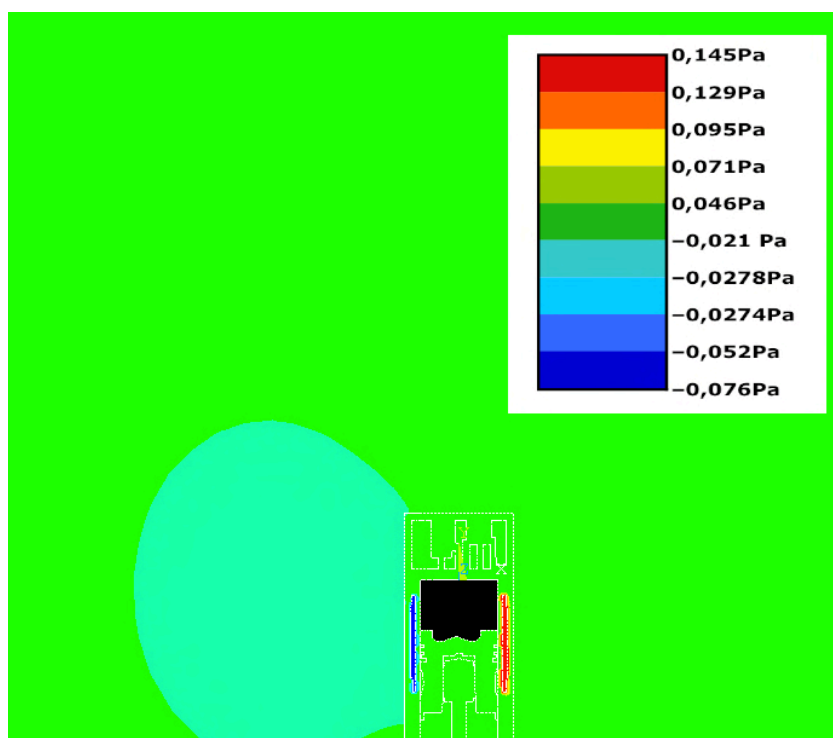
Buzení je dle rov. (34) přepočítáno na liniové síly q^{1D} na obvod spalovacího prostoru a aplikováno po obvodu spalovacího prostoru.

Na obr. 45 je provedeno porovnání modelů struktury a akustického subsystému se zobrazenými elementy pro natočení klikového hřídele 180°, 270°, 360° a 450°.

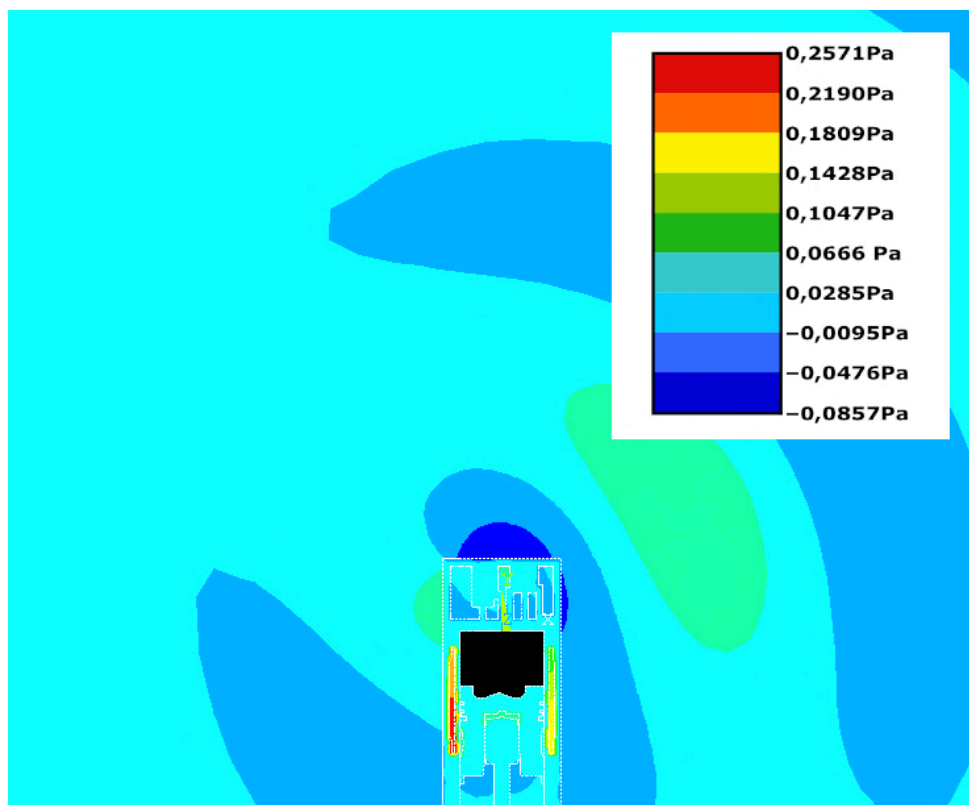


Obr. 45 Modely struktury a akustického subsystému při pohybu pístu – zobrazení elementů

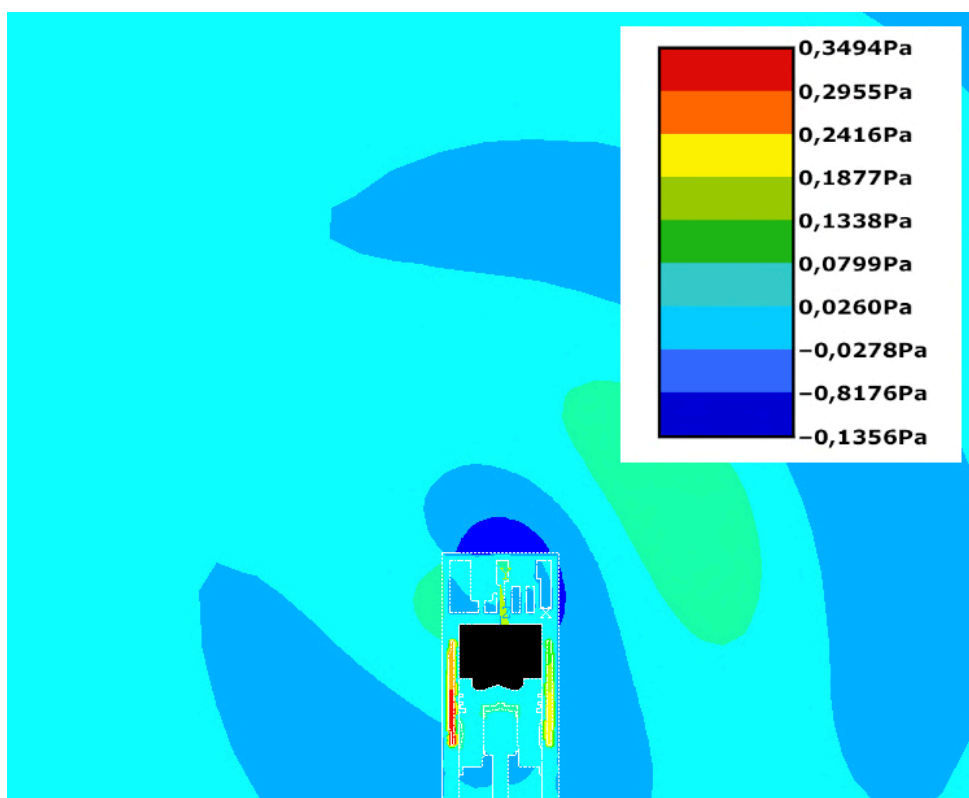
Vykreslení výsledků harmonické analýzy při posuvu pístu pro natočení klikového hřídele 270° (a přibližně 450°) je na následujících obrázcích (obr. 46 až obr. 49). Graficky je znázorněno šíření akustické tlakové vlny akustickým subsystémem při frekvencích 250 Hz, 500 Hz, 750 Hz a 1000 Hz.



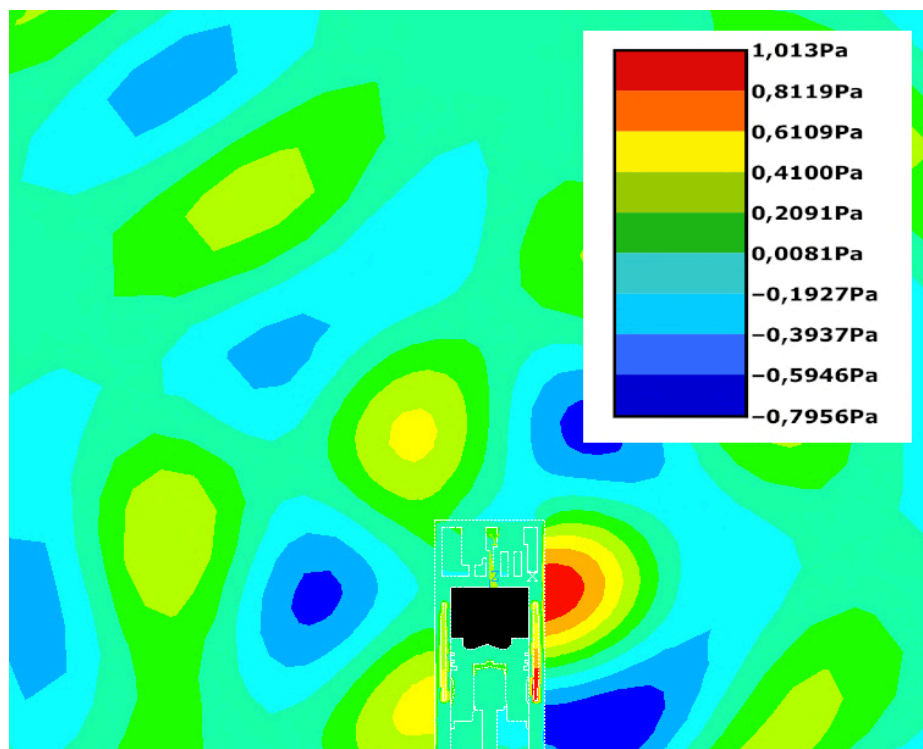
Obr. 46 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 250 Hz)



Obr. 47 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 500 Hz)

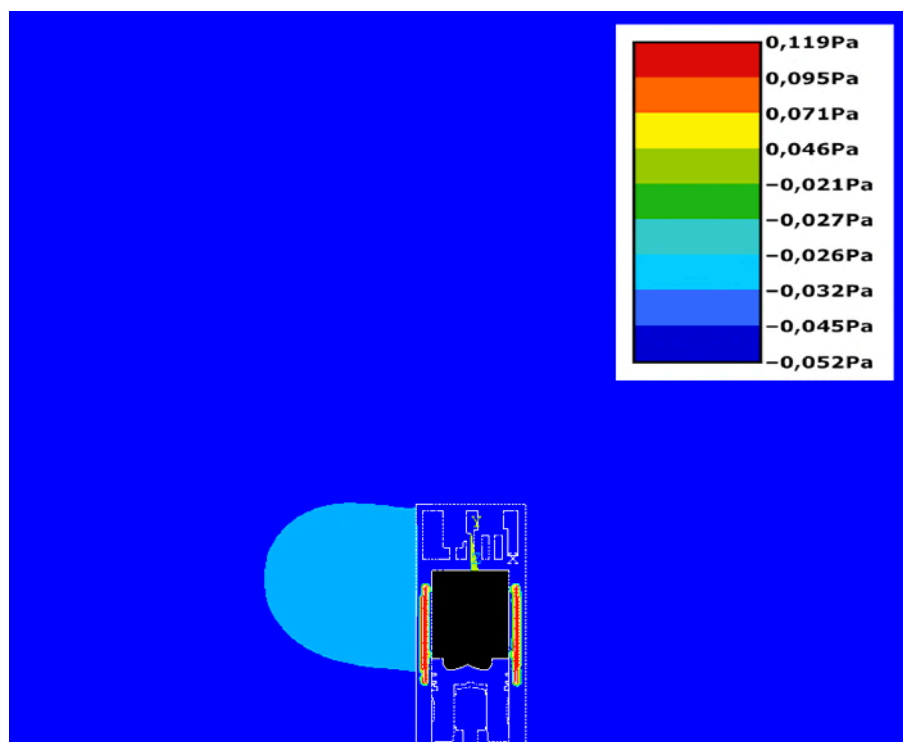


Obr. 48 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 750 Hz)

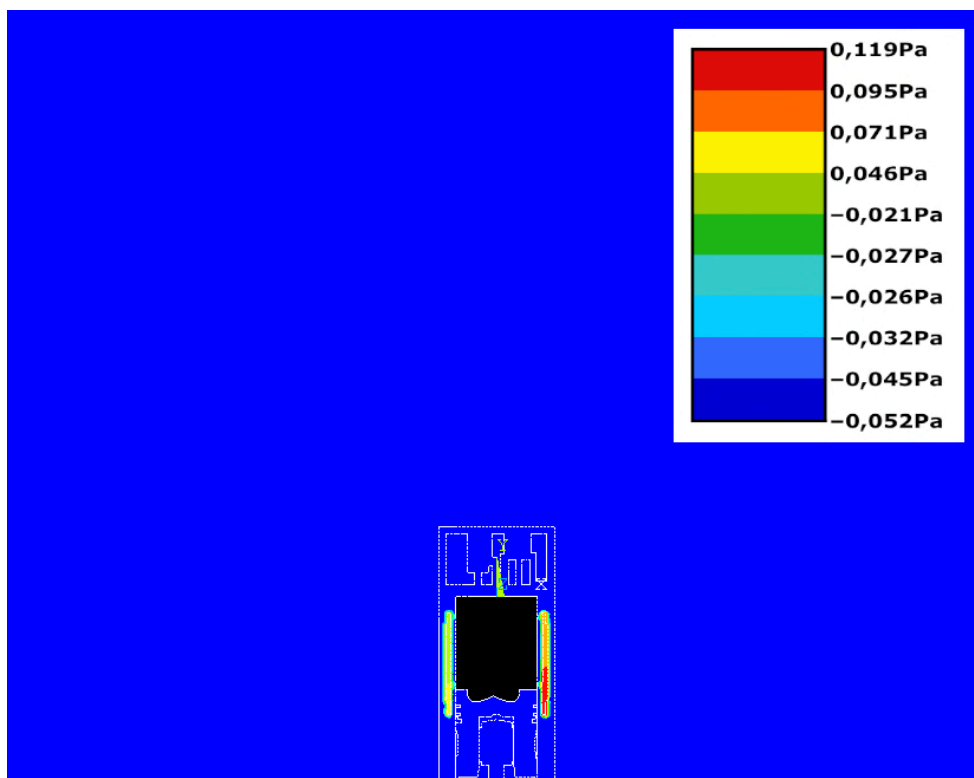


Obr. 49 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 1000 Hz)

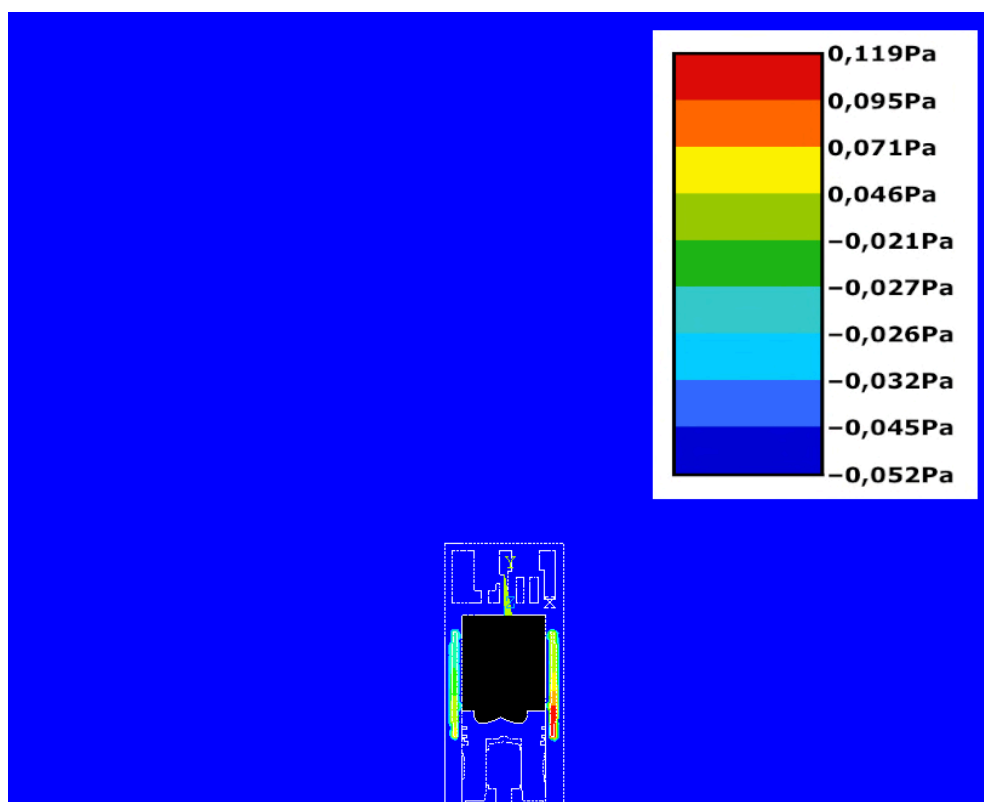
Vykreslení výsledků harmonické analýzy při posuvu pístu při natočení klikového hřídele o 180° je na následujících obrázcích (obr. 50 až obr. 53). Graficky je znázorněno šíření akustické tlakové vlny akustickým subsystémem při frekvencích 250 Hz, 500 Hz, 750 Hz a 1000 Hz.



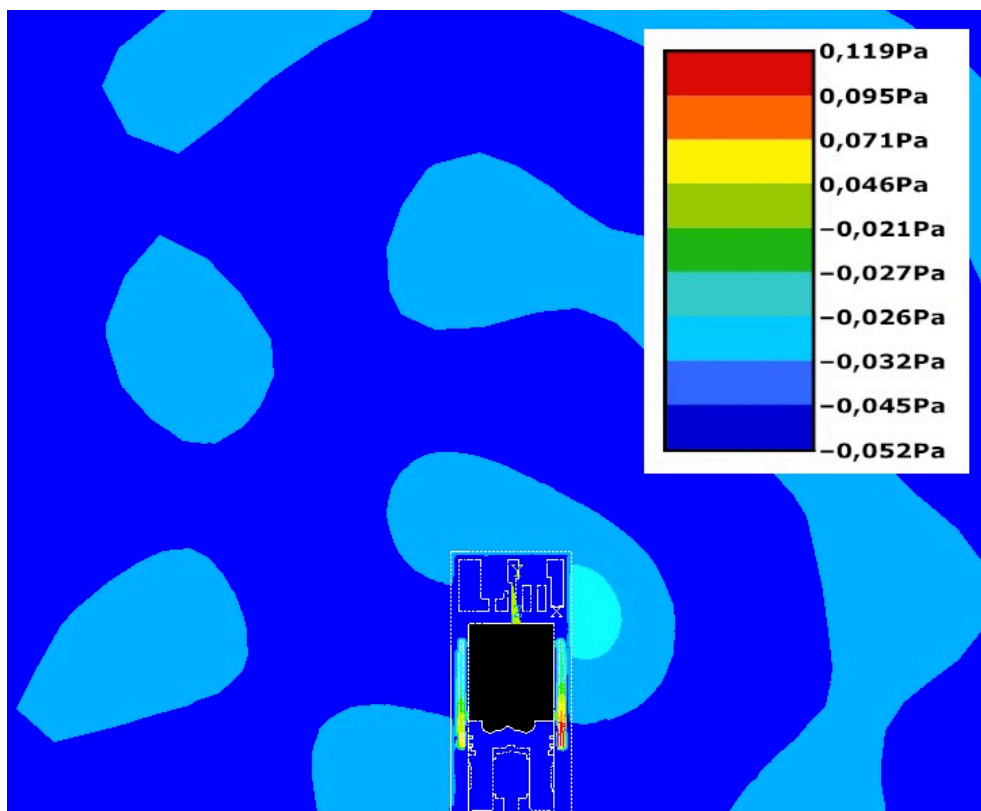
Obr. 50 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 250 Hz)



Obr. 51 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 500 Hz)



Obr. 52 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 750 Hz)



Obr. 53 Rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému (frekvence 1000 Hz)

6.3.6 VÝSLEDNÁ HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU OD VÍCE ZDROJŮ HLUKU

Z vykreslení rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému při různém posuvu pístu vyplývá, že největší nárůst akustického tlaku nastává při poloze pístu v horní úvrati.

Znalost velikosti akustického tlaku i při jiných posuvech pístu a při různých frekvencích však není zbytečná. Umožňuje například výpočet výsledné hladiny akustického tlaku od více zdrojů hluku.

Například u čtyřválcového vznětového motoru, kdy jsou v jednom okamžiku dva písty v horní úvrati a dva písty v dolní úvrati, je pak možné vypočítat výslednou hladinu akustického tlaku v určitém místě akustického subsystému.

Pro bod ve vzdálenosti 0,5 m nad blokem motoru je proveden výpočet výsledné hladiny akustického tlaku od čtyř zdrojů hluku (dva písty v horní úvrati a dva písty v dolní úvrati) při frekvenci 1000 Hz.

Dle rovnice (17) jsou přepočítány vybrané amplitudy akustických tlaků na hladiny akustických tlaků L_p .

Jako referenční hodnota je použit tlak $p_{0r} = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa.



Pro amplitudu akustického tlaku $p_1 = p_3 = 0,04$ Pa je hladina akustického tlaku $L_{p1} = 66$ dB.

Pro amplitudu akustického tlaku $p_2 = p_4 = 0,1$ Pa je hladina akustického tlaku $L_{p2} = 74$ dB.

Pro celkovou hladinu akustického tlaku od více zdrojů hluku L_{pc} platí vztah [1]:

$$L_{pc} = 10 \cdot \log \frac{\sum_i p_i^2}{p_{0r}^2} \quad (39)$$

Výsledná celková hladina akustického tlaku od více zdrojů hluku je pak:

$$L_{pc} = 77,634 \text{ dB}$$



ZÁVĚR

V mé diplomové práci je analyzováno šíření vibrací skrze strukturu a akustický prostor. Úloha je řešena pro šíření vibrací od tlaku ve spalovacím prostoru na vnější plochy bloku motoru. Tato analýza je provedena na jednoválcovém bloku motoru s využitím metody konečných prvků (MKP) pro frekvence do 1000 Hz.

Vibrace a hluk mají jak negativní tak pozitivní vliv a motivací řešení problému je vhodné redukování negativních vlivů při vhodném zachování vlivů pozitivních, protože zcela odstranit vibrace a hluk z prostředí není možné.

Důraz je kladen na analýzu a řešení hluku a vibrací způsobených mechanickými kmity strojního zařízení, tedy na mechanický hluk (jinak nazýván též strukturálním hlukem).

Protože zdraví člověka většinou více ohrožuje hluk, nežli vibrace, je důraz kladen spíše na šíření hluku akustickým subsystémem.

Pro potřeby analýzy je jako zdroj vibrací použit průběh změny tlaku ve spalovacím prostoru v závislosti na natočení klikového hřídele – dodaný vedoucím diplomové práce.

Aby bylo možné provést analýzu jako harmonickou, je proveden rozklad obecné křivky závislosti tlak – natočení klikového hřídele na její základní složky (stejnoseměrnou složku a řadu goniometrických funkcí sinus a kosinus), tzv. Fourierovou řadou v amplitudově-fázovém zápisu.

Funkci složenou ze součtu harmonických funkcí a stejnosměrné složky je možné pro potřeby analýzy použít – průběh dostatečně vystihuje „charakter“ křivky a v oblastech maximálního tlaku dostatečně přesně odpovídá původní funkci zadané naměřenými hodnotami.

Pro případ plošné 2D analýzy jsou vypočtené amplitudy jednotlivých harmonických průběhů a stejnosměrné složky změny tlaku přepočítány na tzv. liniové síly, aby je bylo možné aplikovat v rovinné úloze.

Na základě výkresů dodaných vedoucím diplomové práce je vytvořen model blízký se reálnému bloku motoru, na kterém je provedeno samotné výpočtové modelování.

Namodelování bloku motoru a akustického subsystému je provedeno v programu ANSYS 11.

Namodelování je kvůli porovnání, kudy se vibrace šíří, provedeno několikrát: jednou s akustickým prostředím uvnitř bloku motoru, podruhé bez tohoto prostředí, dále pak s různou polohou pístu.

Zatížení je aplikováno jako harmonické buzení v místech spalovacího prostoru.

Všechny vzniklé hluky jsou rozdílné svým frekvenčním složením, intenzitou a směrovým působením, vždy se však šíří díky vlnění akustického média od původního zdroje.

Z vykreslení rozložení tlaků v akustickém subsystému při různých frekvencích je „vyčteno“, při jakých frekvencích a jak se tlakové vlny šíří, dále pak jaké parametry mají na toto šíření vliv.

Velikost vibrací směrem od uchycení struktury roste. Největších amplitud, jak vyplynulo z vykreslených závislostí amplitud výchylky na frekvenci, dosahují v obou případech (blok motoru s akustickým prostředím uvnitř bloku motoru a bez tohoto prostředí) pak vibrace na povrchu struktury v oblasti hlavy válce. Případně pak ještě v levé části hlavy válce.

Akustické prostředí uvnitř ve struktuře má vliv na šíření vibrací, jak je vidět



při porovnání obr. 25 s obr. 35. Obdobně je provedeno porovnání průběhů zobrazených na obr. 27 a obr. 37, kdy se především maximální hodnoty amplitud výchylky příliš neliší.

Při šíření tlakových změn (vlnění) v akustickém subsystému, narozdíl od bloku motoru s akustickým prostředím, nedochází při nižších frekvencích (do 650 Hz) k šíření tlakových změn u bloku motoru bez akustického prostředí uvnitř bloku motoru převážně do stran. Takovéto šíření lze pozorovat v tomto případě u frekvencí do cca 400 Hz. U vyšších frekvencí (nad 400 Hz až 850 Hz) dochází k šíření tlakových vln rovnoměrně v celém sledovaném okolí bloku motoru, obzvláště patrné to pak je při vykreslení frekvence 750 Hz (obr. 31). Od frekvence 850 Hz je možné opět pozorovat šíření akustických tlakových vln nerovnoměrně v celém okolí.

Toto tvrzení je ověřeno vykreslením průběhů amplitud akustických tlaků v různých místech akustického subsystému v případě bloku motoru bez akustického prostředí uvnitř bloku viz obr. 33 (bod v prostoru půl metru nad hlavou válce) a obr. 34. (bod v prostoru půl metru nalevo od bloku motoru) a porovnáno s blokem motoru s tímto akustickým prostředím (obr. 23 a obr. 24). Maximální hodnota amplitudy akustického tlaku je v případě bloku motoru bez akustického prostředí uvnitř bloku motoru v případě šíření nad blok motoru nižší než v případě bloku motoru s tímto akustickým prostředím a v případě šíření do stran vyšší.

Z důvodů větší názornosti či pro možné porovnání jsou dle rovnice (17) přepočítány vybrané amplitudy akustických tlaků z obr. 23, 24, 33 a 34 na hladiny akustických tlaků L_p .

Z důvodů lepšího posouzení šíření hluku všemi směry od bloku motoru je provedeno namodelování struktury při pohledu seshora (v řezu spalovacím prostorem). Akustický subsystém je opět navržen o poloměru 1 m.

Vykreslení rozložení tlaků v akustickém subsystému při horizontální analýze přibližně odpovídá vykreslení rozložení tlaků v akustickém subsystému při vertikální analýze.

Dále je provedeno výpočtové modelování pro různá natočení klikového hřídele a s tím spojený posuv pístu.

Z vykreslení rozložení akustického tlaku v akustickém subsystému při různém posuvu pístu vyplývá, že největší nárůst akustického tlaku nastává při poloze pístu v horní úvrati.

Znalost velikosti akustického tlaku i při jiných posuvech pístu a při různých frekvencích umožňuje výpočet výsledné hladiny akustického tlaku od více zdrojů hluku.

Proveden je výpočet výsledné hladiny akustického tlaku v určitém místě akustického subsystému pro případ čtyřválcového vznětového motoru, kdy jsou v jednom okamžiku dva písty v horní úvrati a dva písty v dolní úvrati.

Všechny vypočtené průběhy a hodnoty jsou ovšem jen teoretické, bylo by zapotřebí je ověřit experimentálním měřením. Naměřené hodnoty by se zřejmě lišily, protože jsou v práci použita různá zjednodušení a idealizace. I přes zjednodušení se domnívám, že tato práce nastínila způsob, jakým se dá výpočtově modelovat šíření vibrací a hluku strukturálně akustickým prostorem pomocí MKP.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Skripta VUT, Brno: Cerm, 2005. 177 s.
ISBN 80-214-3060-5.
- [2] STODOLA, Jiří. *Diagnostika motorových vozidel*. Studijní opora VUT, Brno, 2010. 268 s.
- [3] BOLDIŠ, Petr. *Bibliografické citace dokumentů podle ČSN ISO 690 a ČSN ISO 690-2: Část 1 – Citace: Metodika a obecná pravidla*. Verze 3.3 ©1999-2004, poslední aktualizace 11.11.2004
URL: <boldis.cz/citace/citace1.pdf>
- [4] LEINVEBER, Jan – VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Úvaly: Albra, 2003. 868 s.
ISBN 80-86490-74-2.
- [5] ČERMÁK, Jan – ŽENÍŠEK, Alexander. *Matematika III*. Brno: Cerm, 2006. 205 s.
ISBN 80-214-3261-6
- [6] ČERMÁK, Libor – HLAVIČKA, Rudolf. *Numerické metody*. Brno: Cerm, 2005. 110 s.
ISBN 80-214-3071-0
- [7] *Wikipedia – Fourierova řada*
poslední aktualizace 8.3.2011
URL: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Fourierova_řada>
- [8] JANÍČEK, Přemysl – ONDRÁČEK, Emanuel. *Mechanika těles Pružnost a pevnost I*. Brno: Cerm, 2004. ISBN 80-214-2592-X
- [9] ADAMS, Simon. *The Living World Czech Edition*. Bratislava: Slovart, 1992. 168 s.
ISBN 80-7145-025-1
- [10] *ANSYS manual*, Ansys Inc.



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[-]	akustická veličina porovnávaná
a_0	[-]	koeficient Fourierovy řady
A_0	[-]	stejnoseměrná složka
a_k	[-]	koeficient Fourierovy řady
A_k	[-]	amplituda
A_R	[-]	akustická veličina referenční
b_k	[-]	koeficient Fourierovy řady
c_v	[m.s ⁻¹]	rychlost šíření vlnění
c	[-]	počet dílků
c_L	[m.s ⁻¹]	rychlost šíření akustických vln pro vlnění podélné
E	[Pa]	modul pružnosti materiálu v tahu
f	[Hz]	frekvence
F	[N]	síla
f_i	[-]	vektory veličin vystupujících z pracovních procesů a akust. subsyst.
G	[Pa]	modul pružnosti materiálu ve smyku
h	[m]	tloušťka desky
I	[W.m ⁻¹]	akustická intenzita
I_0	[W.m ⁻¹]	referenční akustická intenzita
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti průřezu tyče
K	[Pa]	modul objemové pružnosti kapaliny
l	[m]	nejdelší rozměr
L	[dB]	hladina akustické veličiny
L_I	[dB]	hladina akustické intenzity
l_{MAX}	[m]	maximální velikost prvku
l_o	[m]	délka ojnice
L_p	[dB]	hladina akustického tlaku
L_{pc}	[dB]	celková hladina akustického tlaku od více zdrojů
L_W	[dB]	hladina akustického výkonu
\bar{m}	[kg.m ⁻¹]	hmotnost jednotkové délky tyče
p	[Pa]	tlak
p_0	[Pa]	amplituda akustického tlaku
p_{0r}	[Pa]	referenční akustický tlak



p_b	[Pa]	barometrický tlak
q^{1D}	[N.m ⁻¹]	liniová síla
q^{2D}	[N.m ⁻²]	plošná síla
q_i	[-]	vektory veličin, vystupujících z mechanické soustavy
r	[m]	délka ramene klikového hřídele
S	[m ²]	plocha
T	[s]	perioda
t_{sc}	[°C]	teplota
t	[s]	čas
u	[m]	přemístění
v	[m.s ⁻¹]	rychlost pohybu
W	[W]	akustický výkon
W_0	[W]	referenční akustický výkon
y_i	[-]	vektory vnějších veličin, vstupujících do jednotlivých bloků
Z	[m]	okamžitý zdvih pístu
∇	[-]	Laplaceův operátor
α	[°]	natočení klikového hřídele
Δx	[rad]	velikost dílku (úhel natočení)
λ	[m]	délka vlny
λ_B	[m]	vlnová délka ohybových vln
μ	[-]	Poissonova konstanta
ρ	[kg.m ⁻³]	hustota
φ	[-]	fázový posuv
φ_k	[-]	fázový posuv